

Strassenbrücke über die Noceschlucht bei St. Giustina in Süd-Tirol im Zuge der neuen Reichsstrasse von Cles nach Dermulo.

Mitgetheilt von Reg.-Rath Prof. v. Gabriely.

(Mit Zeichnungen auf Taf. XIV—XVII.)

Einleitung. Zu den interessanteren in jüngster Zeit ausgeführten größeren Brücken gehört unstreitig die Brücke über die Noceschlucht, welche im Jahre 1888 eröffnet wurde. Diese Brücke wurde von der Brückenbau-Anstalt der Oesterr. Alpinen Montan-Gesellschaft nach dem Entwurfe des Herrn Ober-Ingenieurs H. Hagen ausgeführt, welcher die Güte hatte, mir die Daten zur vorliegenden Mittheilung zur Verfügung zu stellen.

Das Programm der Ausschreibung, welche von der k. k. Statthalterei in Innsbruck zur Erlangung von Entwürfen und Offerten bewirkt war, enthielt die für die Konstruktion der Brücke maßgebende Angabe, dass die Noceschlucht an der Ueberbrückungsstelle eine Tiefe von 138 m habe (Taf. XIV) und daher von der Anwendung eines festen Montirungsgerüsts abzusehen sei.

Wahl der Konstruktion und Hauptdimensionen der Brücke. Die felsige Beschaffenheit des Baugrundes an den Ufern in Verbindung mit der beträchtlichen Höhe der Fahrbahn über dem Wasserspiegel, veranlaßte den Konstrukteur für die Hauptöffnung eine Bogenkonstruktion mit Kämpfergelenken zu wählen. Die Stützweite des Bogens beträgt 60 m, die Pfeilhöhe desselben 10 m; die Fahrbahnbreite, zwischen den Geländern gemessen, wurde mit 6 m angenommen.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich, schließen sich zu beiden Seiten je eine Nebenöffnung von je 4.0 m Länge an. Für die Nebenöffnungen wurden zwei einfache Blechträger benutzt, welche mit einer Stützweite von 4.0 m einerseits auf einem gemauerten Endauflager, anderseits auf den Enden der Bogenbrücke mittelst Bolzgelenken aufgelagert sind.

Eiserner Ueberbau. Der eiserne Ueberbau besteht (vergleiche Tafel XV und XVI) aus zwei Bogenträgern mit versteiften Zwickeln, welche 4.28 m von einander abstehen. Die Auflager der Träger liegen in einer horizontalen mit der Fahrbahntafel parallelen Ebene. Die Spannweite der Bogenträger zu 60.0 m ist in 14 Felder à 4.284 m Knotenentfernung getheilt. Die Höhe der Träger beträgt im Scheitel 1.9 m, während der Bogengurt daselbst 400 mm Höhe besitzt. Nach Tafel XV, Fig. 14 und 15 und Taf. XVI, Fig. 1 besteht der kastenförmige Querschnitt der Bogengurte aus vier Winkleisen mit $\frac{100 \times 165 \text{ mm}}{10}$ bis $\frac{100 \times 165 \text{ mm}}{14}$, welche durch ein Gitterwerk und durch Knotenbleche mit einander verbunden sind. Die beiden symmetrischen Hälften des Gurtquerschnittes sind durch die anschließenden Streben und Pfosten, sowie durch ein leichtes Gitterwerk mit einander vereinigt. An den Auflagern wurde der Bogengurt durch aufgenietete Platten verstärkt.

Die Diagonalstreben sowie die Pfosten bestehen aus je zwei Paar durch ein leichtes Gitterwerk mit einander verbundenen Winkleisen, deren Stärke sich zwischen $\frac{60 \times 60}{8}$ und $\frac{80 \times 80 \text{ mm}}{10}$ bewegt. In den drei Endfeldern an den Trägerenden sind die langen Pfosten und Streben noch durch ein Winkleisen von $\frac{55 \times 55 \text{ mm}}{8}$ gefasst, um dieselben gegen Ausbiegen zu sichern.

Die obere Gurtung der Träger ist aus je zwei Paar durch ein Gitterwerk aus Flacheisen von $70 \times 14 \text{ mm}$ mit einander verbundenen Winkleisen gebildet und hat eine durchgängige Höhe von 400 mm; die Stärken der Winkleisen liegen zwischen $\frac{100 \times 165}{13}$ bis $\frac{80 \times 120 \text{ mm}}{8}$.

Zwischen den 4.28 m von einander entfernten Hauptträgern sind (siehe die Querschnitte auf Taf. XV und XVI) gitterförmige 640 mm hohe, an dem Obergurt der Hauptträger mittelst Anschlußblechen befestigte Querträger, und ausserhalb der Hauptträger Konsolen angeordnet, welche die zur unmittelbaren Unterstützung der Fahrbahn bestimmten sechs Längsträger aufnehmen.

Fahrbahn-Konstruktion. Aus den Zeichnungsbeilagen ist weiter zu entnehmen, dass die eigentliche Fahrbahn aus einem doppelten Pfostenbelag, von welchem der untere 100 mm, der obere 50 mm stark ist, besteht.

Die Pfosten liegen direkt auf den sechs Längsträgern und diese wieder auf den bereits vorhin erwähnten gitterförmigen Querträgern. Die vier innerhalb liegenden Längsträger *m* (Taf. XV, Fig. 14) sind 240 mm hohe gewalzte Träger, die gegen dem Obergurt der Querträger besonders angeordnete seitliche Absteifungen erhielten; die an den Enden der Konsolen liegenden Längsträger *n*, welche gleichzeitig dazu dienen, den Fahrbahnbelag in seiner Lage zu erhalten, wurden als Blechträger von 150 mm Höhe ausgebildet. Wie aus Fig. 5 u. 6 auf Taf. XVI ersichtlich, setzen sich die Fahrbahn-Konstruktion, wie die oberen Gurtungen der Bogenträger zu beiden Seiten der Brücke über den Bogen hinaus bis auf die gemauerten Widerlager fort, wodurch diese niedriger gehalten werden konnten und nur verhältnismäßig wenig Mauerwerk erforderten.

Horizontalverbände. (Taf. XVI, Fig. 4). Der eine unter der Fahrbahn liegende (obere) Horizontalverband besteht aus $\frac{70 \times 70}{10}$ bis $\frac{70 \times 70 \text{ mm}}{8}$ starken Winkleisen und an den Enden aus doppelten $\frac{80}{10}$ bis $\frac{80 \text{ mm}}{8}$ starken Diagonalen aus Flacheisen, die ihre Befestigung an Knotenblechen erhielten; in

den mittleren Feldern sind die Diagonalen nur einfach, u. zw. $\frac{80}{10}$, $\frac{80}{8}$ und $\frac{80\text{ mm}}{7}$ stark.

Der zweite (untere) Windverband ist steif profilirt und besteht durchweg aus Winkeleisen. Die Normalen dieses an der Bogengurtung liegenden Windverbandes haben Stärken von $\frac{70 \times 70}{10}$, $\frac{70 \times 70}{8}$, $\frac{60 \times 60\text{ mm}}{8}$, während die Diagonalen in den ersten Feldern doppelt $\frac{80 \times 80}{10}$, $\frac{70 \times 70}{10}$, $\frac{60 \times 60}{8}$, die in den mittleren Feldern nur einfach aus $\frac{60 \times 60\text{ mm}}{8}$ starken Winkeleisen bestehen.

Querverbände. Die auf Tafel XV und XVI gezeichneten sechs Querschnitte der Brücke zeigen, dass die an den Knotenpunkten 0 bis 5 befindlichen Querverbände (Querriegel und Andreaskreuze) aus $\frac{55 \times 55\text{ mm}}{8}$ starken Winkeleisen bestehen und es dürfte mit Rücksicht auf die genauen Zeichnungen eine eingehendere Beschreibung wohl überflüssig sein.

Auflager. Die Auflager sind mit Anwendung von Gelenken konstruirt. Die an den Kämpfern befindlichen Balanzirlager bestehen aus Flußstahl und lehnen sich durch Vermittelung von Keilen gegen eine vom Felsen voll unterstützte Platte, bei welcher Anordnung die Regulirung durch die Keile leicht möglich ist.

Als Auflager der Träger, welche den Anschluß der Obergurte an die Widerlager vermitteln, wurden einfache gußeiserne Platten, siehe Tafel XVI, Fig. 5 verwendet.

Geländer. Das 1.5 m hohe schmiedeiserne Geländer wurde mit besonderer Sorgfalt hergestellt und erhielt eine solide Befestigung, was aus den Zeichnungen zur Genüge hervorgehen wird.

Gesammtgewicht. Das Gesamtgewicht der Eisenkonstruktion, u. zw. an Schmied- und Gußeisen, beträgt zusammen 95 460 kg.

Berechnung. Die Berechnung der Eisenkonstruktion wurde auf zeichnerischem Wege, worüber die Fig. 4—12 auf Taf. XV näheren Aufschluß geben, durchgeführt.

Daten für die Berechnung. Belastungen.

1. Die Belastung durch den Bohlenbelag 105 kg auf 1 m².
2. Das Eigengewicht der Konstruktion pro lauf. Meter Brücke 1170 kg.
3. Die zufällige Last (Menschengedränge) 465 kg auf 1 m². Ausserdem wurden Quer- und Längsträger, sowie der Bohlenbelag auf einen Raddruck von 2.5 t bei 3.5 m Radstand und 1.3 Spurweite berechnet. Weiters wurde der Einfluß der Temperaturveränderungen berücksichtigt und dabei die größte Abweichung von der mittleren Temperatur mit $\pm 30^\circ$ Celsius angenommen.

4. Bei Ausmittlung des Winddruckes wurde für die belastete Brücke 150 kg, und für die unbelastete Brücke 250 kg auf 1 m² angenommen und die $1\frac{1}{2}$ fache Druckfläche einer Tragwand in Rechnung gestellt.

Zulässige Inanspruchnahme. Als zulässige Inanspruchnahme in den Konstruktionsgliedern wurde 800 kg per 1 cm² und bei den auf Druck beanspruchten Theilen auch die Berechnung auf Knickung durchgeführt.

Aufstellung der Brücke. Dieselbe mußte, wie wir bereits eingangs erwähnten, ohne Anwendung fester Gerüste durchgeführt werden. Nachdem die Endpfeiler aufgemauert und in den Fels die erforderlichen Ankerkammern, Ankerschächte hergestellt und mit den Verankerungen versehen waren, wurden die kleinen Seitenöffnungen von 4.0 m Stützweite und die Endvertikalen der Bogenöffnung aufgestellt und darauf beiderseits, von den Kämpfern aus gleichmäßig fortschreitend, die Aufstellung und Vernietung der beiden Bogenhälften unter Zuhilfenahme der auf Tafel XVII Fig. 15 und 16 gezeichneten Mastenkrane und hängenden Gerüste vorgenommen. (Taf. XIV und Taf. XVII, Fig. 6) Hierbei nahmen die beiden Brückenhälften vollständig den Charakter von Konsolen an und es wurde eine vertikale Drehung um die Kämpfergelenke durch die erwähnten Verankerungen, welche am wagerechten Obergurt der Bogenträger (siehe Tafel XVII, Fig. 11—14) befestigt waren, verhindert. Als die Montage der beiden Bogenhälften bis zum Scheitel beendet war, wurden die Scheitelstücke eingepaßt und vernietet, alsdann die in den Ankern befindlichen Spannvorrichtungen gelöst und hierdurch die Entlastung der Endpfeiler erzielt. Die Spannvorrichtungen und die Details für die Verankerungen sind in den Zeichnungsbeilagen (Taf. XVII) so vollständig gegeben, dass jede Erklärung wohl überflüssig wird, nur möchten wir noch erwähnen, dass zur Aufstellung der Brücke auch die auf in Fig. 1—5 dargestellte Drahtseilbahn nebst Förderschale F Verwendung fand.

Die in Fig. 12 und 13, Taf. XVII dargestellte Spannvorrichtung S, die ähnlich den Kupplungsketten bei den Eisenbahnwaggons eingeschaltet war, ermöglichte eine Regelung der Lage an den Bogenträgern.

Die Aufstellung der Brücke wurde am 19. April 1888 begonnen und schon am 24. Juni desselben Jahres beendet.

Belastungsprobe. Die Erprobung dieser Brücke wurde am 31. Juli 1888 in der Weise vorgenommen, dass auf die Brückenbahn, insoweit solche benützt werden kann, nach und nach in gleichmäßiger Vertheilung Schotter, dessen Gewicht vorher mit 1570 kg per Kubikmeter ermittelt worden war, in einer Schichtenhöhe von 29.6 cm aufgebracht wurde, welches der vertragsmäßig festgestellten gleichmäßigen Belastung von 465 kg per Quadratmeter Brückenfläche entsprach.

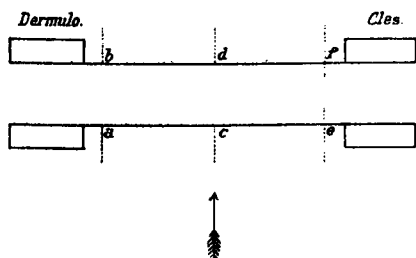
Die Totallast wurde sodann eine ganze Stunde auf der Brücke liegen gelassen und sodann nach und nach entfernt.

Die Erprobung selbst wurde wie folgt vorgenommen: Gegen $\frac{1}{2}$ 8 Uhr Vormittags wurde die unbelastete Brücke bei einer Lufttemperatur von 19° R. ihrer Lage nach durch ein Nivellement gegenüber einer am oberen linken (Dermulo) Widerlagerparapete eingemeißelten Marke fixirt.

Es wurden hiebei die Mitten der beiden Bogenträger und die vier Stützpunkte der Bogen in Betracht gezogen. Hierauf wurde das Belastungsmateriale aufgetragen und um 4 Uhr Nachmittags bei 17° R. Lufttemperatur neuerdings eingemessen.

Das Ergebnis der Probe war folgendes:

Punkt	a	b	c	d	e	f
Nivellement vor Auf- bringung der Be- lastung	0.070	0.044	0.011	0.009	0.031	0.038
Nivellement der voll belasteten Brücke .	0.073	0.046	0.023	0.002	0.034	0.042
Nivellement der ent- lasteten Brücke .	0.074	0.047	0.021	0.000	0.030	0.035



Nach diesen Erhebungen ergibt sich, dass sich die Brücke am linken Widerlager um 3, beziehungsweise 4 mm, am rechten Widerlager um 2, beziehungsweise um 3 mm, und in der Mitte um 12, beziehungsweise 11 mm gegen den erwähnten Fixpunkt gesenkt, woraus weiters eine relative Einsenkung von 9, beziehungsweise 8 mm resultirt. Nach erfolgter Entlastung der Brücke hat sich dieselbe um 2 mm in ihrer Mitte gehoben, wobei auf die geringen Differenzen bei den Auflagern keine Rücksicht genommen wurde.

Wie nun zu ersehen, beträgt die elastische Einsenkung 2 mm, und die bleibende Einsenkung 7, bzw. 6 mm.

Eine Berücksichtigung des Einflusses der geringen differirenden Lufttemperaturen auf die Ausdehnung der Eisentheile konnte verlässlich nicht statthaben und wurde daher nicht vorgenommen.

Nachdem auch sonst keine Formveränderungen an den Konstruktionstheilen wahrzunehmen waren, hat sich demnach die Brücke bei ihrer Erprobung gut verhalten und konnte daher sofort dem Verkehre übergeben werden.

Obschon die Aufstellung größerer Brücken ohne Verwendung fester Gerüste in anderen Ländern bereits mehrfach zur Ausführung kam, so beispielsweise an der Brücke über den Kentucky-Fluß, der Dalbrücke in Schweden, den Varrugas-Viadukt, der Brücke von El Kantara bei Constantine in Algier, der St. Louis-Brücke über den Mississippi, der Duero-Brücke bei Oporto, dem Garabit-Viadukt in Frankreich etc., so glaubten wir dennoch die Fachgenossen auf die Noceschlucht-Brücke aufmerksam machen zu sollen, da die hier angewendete Methode einige Eigenthümlichkeiten aufweist, und da es unseres Wissens auch in Oesterreich das erste Mal ist, dass dieselbe, und zwar mit Erfolg, in Verwendung genommen wurde. *)

*) Ein anderes hervorragendes Beispiel einer mit freier Auskragung montirten Brücke wird der gegenwärtig in Ausführung befindliche Viaduct der böhmischen Transversalbahn über die Moldau bei Cerverna bieten.

Die Anzahl der Bremsen und deren Vertheilung im Eisenbahnzuge.

Von Josef Bartl, Professor an der technischen Hochschule in Brünn.

Schon seit längerer Zeit herrscht unter den Eisenbahn-Fachmännern die allgemeine Ansicht, dass die bisher als Norm geltende „technische Vereinbarung“ über die Anzahl der Bremsen im Eisenbahnzuge einer Reform bedürfe.

In der „Technikerversammlung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen“, welche am 19. und 20. Mai 1882 in Graz tagte, wurde die erste Anregung zu einer solchen Reform gegeben. Die „Kommission für technische und Betriebs-Angelegenheiten“ wurde mit der Aufgabe betraut, diesbezügliche Berathungen anzustellen und Vorschläge zu erstatten. Diese Kommission und noch mehr die von ihr behufs eingehenden Studiums der „Bremsfrage“ eingesetzte „Subkommission“ haben nach vielseitigen und zeitraubenden Versuchen diese so eminent wichtige Betriebs-Frage behandelt.

In der „Generalversammlung“ des Vereins, welche am 26., 27. und 28. August 1886 in Stuttgart abgehalten wurde, hat die technische Kommission als Resultat ihrer Beschlüsse einen Vorschlag gebracht, welchem eine weiter unten angeführte Formel (IV) zur Berechnung der Bremsprocente zu Grunde gelegt war. Die Generalversammlung nahm diesen Vorschlag zwar an, doch konnte dieser Beschluss nicht zur Ausführung kommen, da sich in schriftlicher Abstimmung nicht die hierzu statutenmäßig nothwendige Stimmenzahl der Vereinsmitglieder einverstanden erklärte. Die Durchführung weiterer

Studien über diese Frage wurde abermals der „technischen Kommission“ übertragen, welche einen in der „Technikerversammlung“ (die am 19. und 20. Juli 1888 in Konstanz abgehalten wurde) beschlossenen Vorschlag, der am 25., 26. und 27. Juli 1888 in Amsterdam tagenden „Generalversammlung“ vorlegte. Die betreffende Formel (V) wird gleichfalls später gebracht werden. Diese Generalversammlung nahm den betreffenden Vorschlag an; ob die schriftliche Zustimmung der einzelnen Bahnverwaltungen bereits erfolgte, ist mir nicht bekannt geworden.

Der General-Directionsrath der österreichischen Staatsbahnen, Herr Roman Baron Gostkowski zitiert oben erwähnte zwei Formeln in seiner jüngsten Arbeit: „Das Bremsen der Züge auf Eisenbahnen“ *) und stellt dann eine eigene Formel (VI) auf, die ebenfalls später vorgenommen wird.

Wenn derartige Formeln auch vor Allem nur einem praktischen Zwecke entsprechen sollen, so müssen sie aber doch auf sicherer, theoretischer Basis aufgebaut sein, deren Richtigkeit in keinem Punkte bestritten werden kann, und dürfen „empirische“ Modificationen erst in der theoretisch-fertigen Formel eintreten.

Um ein leichteres Verständniss zu erzielen, will ich im Folgenden zuerst die Wirkung der Radbremsen be-

*) „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins“, 1888, Heft III, S. 114 und Separat-Abdruck S. 40.

sprechen; erst dann soll die Entwicklung der Bremsenzahl-Formeln durchgeführt und sollen schließlich diese Formeln mit den früher erwähnten verglichen werden.

1. Aufstellung von Formeln zur Ermittlung der Anzahl der Bremsen.

Im Folgenden bedeute:

Σ eine Summe über alle Wagen des Zuges,

Σ_b eine Summe über alle bedienten Bremswagen des Zuges,

\mathcal{N} den Normaldruck eines Räderpaares auf die Schienen in Tonnen,

N das Gewicht eines Wagens in Tonnen,

$G = \Sigma N$ das Gewicht des ganzen Zuges in Tonnen,

$G_b = \Sigma_b N$ das auf allen gebremsten Achsen lastende Gewicht in Tonnen; $z = 100 \frac{G_b}{G}$,

\mathcal{D} die Summe der Bremsdrucke der an den Rädern einer Achse angreifenden Klötze in Tonnen,

D die Summe dieser Drucke an einem Wagen in Tonnen,

$D_b = \Sigma_b D$ Summe dieser Drücke im ganzen Zuge in Tonnen; $\zeta = 100 \frac{D_b}{G}$.

u die Summe der gewöhnlichen Widerstände (Zapfenreibung, rollende Reibung u. s. w.) für eine Achse, an dem Radumfang wirkend gedacht, in Kilogrammen,

L den Luftwiderstand des Zuges in Kilogrammen,

W den Gesamtwiderstand des nicht gebremsten Zuges in Kilogrammen; $W = \Sigma u + L$,

w den Widerstand des nicht gebremsten Zuges pro 1 Tonne in Kilogrammen (mit Luftwiderstand); $w = \frac{\Sigma u + L}{G}$

w' den Widerstand des nicht gebremsten Zuges pro 1 Tonne in Kilogrammen (ohne Luftwiderstand); $w' = \frac{\Sigma u}{G}$,

\mathcal{B} die Summe der Bremswiderstände der Räder einer Achse in Kilogrammen,

B die Summe der Bremswiderstände der Räder eines Bremswagens in Kilogrammen,

\mathcal{S} die von den Schienen auf die Räder einer Achse übertragene Kraft in Kilogramm,

S die Summe dieser Schienen-Schubkräfte der Räder eines Wagens in Kilogrammen,

φ den Koeffizient der „Reibung der Bewegung“ zwischen Bremsklotz und Rad,

f den Koeffizient der „Reibung der Ruhe“ zwischen Rad und Schiene,

$\mathcal{A} = 1000 f \mathcal{N}$ die Adhäsion eines Räderpaares an den Schienen in Kilogrammen,

$A = 1000 f N$ die Adhäsion eines Bremswagens an den Schienen in Kilogrammen,

$\sigma = \frac{\mathcal{S}}{1000 \mathcal{N}}$ den Schubkoeffizient zur Beurteilung der Schubwirkung der Schienenkraft \mathcal{S} ,

μ die an den Radumfang reduzierte Masse eines Räderpaares,

c die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde, im Beginn der Bremswirkung,

$v = 3.6 c$ die Fahrgeschwindigkeit in Kilometern pro Stunde im Beginne,

$y = \frac{dx}{dt}$ die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde, nachdem vom Beginn der Bremswirkung an die Strecke x Meter durchlaufen ist,

$\gamma = \frac{-dy}{dt} = \frac{-y \cdot dy}{dx}$ die zur selben Zeit erfolgende Geschwindigkeitsabnahme in der Bewegung eines auslaufenden Zuges, auf die Sekunde reduziert („Verzögerung“),
 s den ganzen Auslaufweg bis zum Stillstand des Zuges in Metern,

m das Gefälle der Auslaufstrecke in ‰,

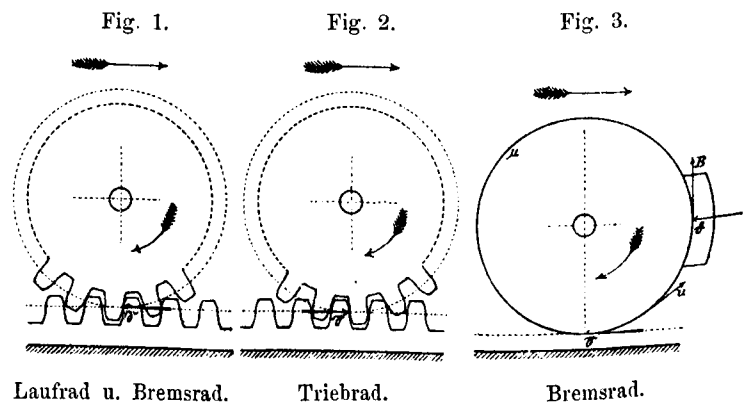
n die Anzahl aller Achsen des Zuges,

n_b die Anzahl der gebremsten Achsen des Zuges.

Der Einfluß der federnden Stützung des Wagenkastens werde im Folgenden nicht berücksichtigt. *)

Bekanntlich können die einem Zug begleitenden Betriebspersonen nur dadurch auf die Bewegung desselben Einfluß nehmen, indem sie gewisse innere Kräfte zur Wirkung gelangen lassen (Dampfkraft in den Cylindern und die bremsende Kraft in den durchlaufenden Bremsen) oder indem sie innere Kräfte mit ihrer Muskelkraft hervorrufen (Bremswiderstand zwischen Bremsklotz und Rad).

Diese inneren Kräfte wecken erst äussere Kräfte, welche nun die Bewegung unmittelbar beeinflussen. Es sind dies die zwischen den Rädern und den Schienen übertragenen Schubkräfte. Unter den gekuppelten Rädern einer thätigen Lokomotive sind diese „Schienen-Schubkräfte“ (kürzer „Schienenkräfte“) nach vorwärts gerichtet; unter allen übrigen Rädern des Zuges und auch unter den gekuppelten Rädern einer unthätigen Lokomotive sind sie stets nach rückwärts gerichtet. Würden alle Achsen mit Zahnrädern versehen sein, deren Theilkreise mit den Radumfängen gerade gleich groß sind, und würden die Zähne dieser Räder in die Zähne einer parallel zu den Schienen gelegten Zahnstange eingreifen, so würde der Zahneingriff der Räder der gekuppelten Achsen einer thätigen Locomotive wie in Fig. 2 und jener der übrigen Räder wie in Fig. 1 geschehen. Die von den angegriffenen Stangenzähnen auf die Räder übertragenen Kräfte sind



identisch mit jenen Kräften, welche während der Fahrt von den Schienen auf die Räder wirklich übertragen werden. Der wesentliche Unterschied zwischen der in den Fig. 1 und 2 veranschaulichten Kraftwirkung und jener am wirklichen Eisenbahnzuge besteht nur darin, dass dort

*) Im „Civil-Ingenieur“ 1885 (S. 344) wurde von mir der Einfluss derselben auf die Bremswirkung theoretisch untersucht.

die obere Grenze der übertragbaren „Zahnkraft“ \mathfrak{S} durch die Festigkeit der Zähne, hier aber die Grenze der „Schienenkraft“ \mathfrak{S} durch die zwischen den Rädern und den Schienen bestehende Anhaftung (Adhäsion) bedingt ist.

Nun denken wir uns auf einer Strecke mit $m^0/_{100}$ Gefälle einen im Auslauf begriffenen, gebremsten Zug. Unter jedem Räderpaar müssen wir eine entgegengesetzt der Fahrriichtung wirkende Schienenkraft \mathfrak{S} annehmen, die im Allgemeinen verschiedene Werthe hat. Die Summe aller dieser Schienenkräfte im Verein mit dem Luftwiderstand, und vermindert um die parallel zur Bahn gerichtete Gewichtskomponente, verursacht eine Verzögerung der Bewegung γ , die alle Theile des Zuges in gleicher Weise erleiden. Also ist:

$$\gamma = \frac{\Sigma \mathfrak{S} + L - m G}{\left(\frac{1000 G}{g} \right)}$$

Die gleich grosse Verzögerung herrscht auch in allen Radumfängen; es ergibt sich somit für jedes gebremste Räderpaar die Gleichung:

$$\gamma = \frac{\mathfrak{S} + u - \mathfrak{p}}{\mu}$$

und für jedes nicht gebremste Räderpaar:

$$\gamma = \frac{u - \mathfrak{p}}{\mu}$$

Daher ist die Schienenkraft \mathfrak{S} unter jedem gebremsten Paar:

$$\mathfrak{S} = \mathfrak{B} + u - \mu \gamma$$

und unter jedem nicht gebremsten Paar:

$$\mathfrak{S} = u - \mu \gamma.$$

Läßt man den Widerstand \mathfrak{B} zunehmen, dann wächst auch die Schienenkraft \mathfrak{S} , somit auch die Verzögerung γ , daher schließlich der Bremsseffect. Die Steigerung dieses Effectes wird aber nur so weit möglich sein, so lange die geweckte Schienenkraft \mathfrak{S} kleiner als die vorhandene Adhäsion $1000 f \cdot \mathfrak{N}$ ist. In dem Moment, in welchem \mathfrak{S} gleich der Adhäsion geworden, ist das reine Rollen der Räder gerade noch möglich: die Räder befinden sich an der Rollgrenze. Bei einer, wenn auch nur kleinen Erhöhung des gerade herrschenden Bremswiderstandes wird das Uebersteigen der Schienenkraft über oberwähnten Maximalwerth allerdings noch angestrebt, doch wird dieses nicht möglich sein, weil die Räder, die Rollgrenze überschreitend, nunmehr in stärker verzögerter Bewegung, als sie der Wagen hat, zum Gleiten kommen und sehr bald festgestellt sein werden. Jenseits der Rollgrenze wird somit die übertragene Schienenkraft durch $1000 f_b \cdot \mathfrak{N}$ gemessen sein, worin f_b den Koeffizient der „Reibung der Bewegung“ zwischen Rad und Schiene bedeutet. Da $f_b < f$ ist, wird die Schienenkraft kleiner als im Moment der Rollgrenze sein; sie besitzt daher in dem Augenblicke der Rollgrenze ihren größten Werth $\mathfrak{S}_{\max} = 1000 f \mathfrak{N}$ und ist der durch sie erzielte Bremsseffect der grösstmögliche. Der grösste Werth des Schubkoeffizienten ist daher $\sigma_{\max} = \frac{\mathfrak{S}_{\max}}{1000 \mathfrak{N}} = f$, also gleich dem Adhäsions-Koeffizienten.

Die $\Sigma \mathfrak{S}$ wird zufolge der früher angesetzten Werthe für \mathfrak{S} :

$$\Sigma \mathfrak{S} = \Sigma_b \mathfrak{B} + \Sigma u - \gamma \Sigma \mu.$$

Die erste Formel für γ führt somit auf:

$$\frac{1000 \cdot G}{g} \cdot \gamma = \Sigma_b \mathfrak{B} + \Sigma u - \gamma \Sigma \mu + L - m G.$$

Wird noch früher gesetzt:

$$\Sigma u + L = W \text{ und } \gamma = \frac{-y \cdot dy}{dx}, \text{ dann ist:}$$

$$\Sigma_b \mathfrak{B} = \left(\frac{1000 G}{g} + \Sigma \mu \right) \cdot \frac{-y \cdot dy}{dx} - W + m G \quad (1)$$

Diese Gleichung wird mit dx multipliziert, dann integriert und mögen dabei folgende Beziehungen berücksichtigt werden:

$$\mathfrak{B} = 1000 \varphi \mathfrak{D}, \int_0^s \varphi dx = \varphi_m \cdot s, \Sigma_b \mathfrak{D} = D_b,$$

$$\text{daher } \Sigma \int_0^s \mathfrak{B} dx = 1000 \varphi_m D_b s^*), \text{ dann noch}$$

$$\int_0^s -y dy = \frac{c^2}{2}, W = w \cdot G, \int_0^s w dx = w_m s,$$

daher $\int_0^s W dx = w_m G s$; φ_m und w_m haben die Bedeutung von Mittelwerthen der betreffenden Koeffizienten φ , beziehungsweise w .

Die Integration der Gleichung (1) führt nach gehöriger Vereinfachung zur Gleichung:

$$D_b = \frac{G}{\varphi_m} \cdot \left[\left(\frac{1}{2g} + \frac{\Sigma \mu}{2000 \cdot G} \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{1000} \right] \quad (2)$$

Darnach rechnet sich die Prozentzahl ζ der Bremsdrucksumme:

$$\zeta = 100 \frac{D_b}{G} = \frac{1}{\varphi_m} \cdot \left[\left(\frac{100}{2g} + \frac{\Sigma \mu}{20 \cdot G} \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \quad (2')$$

Nun ist: $\Sigma \mu = n \cdot \mu$, $\mu \doteq 40$, $\frac{G}{n} =$ mittlere Belastung einer Achse $= 7$ bis $8 \sim 7.5 t$, also:

$$\left(\frac{100}{2g} + \frac{\Sigma \mu}{20G} \right) = \left(\frac{100}{2 \times 9.81} + \frac{40}{20 \times 7.5} \right) = 5.36, \text{ mithin schließlich:}$$

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{1}{\varphi_m} \left[\frac{5.36 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] = \\ &= \frac{1}{\varphi_m} \left[\frac{0.414 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \quad (1) \end{aligned}$$

Wie der Mittelwerth φ_m ausfindig gemacht werden könne, lehrt uns Gleichung (2).

$$\varphi_m = \frac{G}{D_b} \cdot \left[\left(\frac{1}{2g} + \frac{\Sigma \mu}{2000 G} \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{1000} \right] \quad (3)$$

In dem Augenblick, in welchem D_b constant geworden, werde die Geschwindigkeit c mittelst eines Geschwindigkeitsmessers erhoben, und von diesem Momente an bis zum Stillstand die Auslaufstrecke s beobachtet.**)

Werden ähnliche Versuche mit demselben aber nicht gebremsten Zug wiederholt und jedesmal c und die

*) Hierbei wurde stillschweigend vorausgesetzt, dass der Druck \mathfrak{D} an jeder Bremsachse constant bleibe und dass die Reibung zwischen Klotz und Rad sich an allen Bremsachsen in ganz gleicher Weise ändere, d. h. dass in jedem Moment der Koeffizient φ an allen Bremsstellen den gleichen Werth annehme.

**) Director Verderber hat gezeigt, wie derartige Versuche durchgeführt werden müssten. („Bericht über die Verhandlungen der Kommission für technische und Betriebs-Angelegenheiten, betreffend die Vorschriften über die Anzahl der Bremsen und deren Vertheilung im Zuge.“ Berlin 1888, Beilage VIII.)

Auslaufstrecke s_1 beobachtet, dann ergibt sich der Mittelwerth des Widerstands-Koeffizienten w_m aus (2):

$$w_m = \left(\frac{1000}{2g} + \frac{\Sigma \mu}{2G} \right) \frac{c^2}{s_1} + m \dots \dots (3')$$

Wird für die Ermittlung von w_m kein neuer Versuch angestellt, sondern für den Widerstands-Koeffizienten w eine empirische Formel: $w = (\kappa + \lambda \cdot y^2)$, worin κ und λ gleiche Erfahrungskonstante sind, als zutreffend angenommen, dann rechnet sich $w_m = \frac{1}{s} \int_0^s w \cdot dx = \frac{1}{s} \int_0^s (\kappa + \lambda y^2) \cdot dx$.

Mit Rücksicht auf die Geringfügigkeit der Arbeit von W im Vergleich zur Bremsarbeit werde für y^2 der Werth $y^2 = c^2 - \frac{c^2}{s} x$ gesetzt, der genau nur bei der gleichförmig verzögerten Auslaufbewegung zutrifft, dann wird schliesslich

$$w_m = \left(\kappa + \frac{\lambda}{2} c^2 \right) \dots \dots \dots (3'')$$

In der Ableitung der Formel (I) ist stillschweigend angenommen worden, dass der Bremsdruck \mathfrak{D} bei jeder Bremsachse vom Anfang bis zum Ende des Auslaufes konstant belassen werde dürfe; dies ist aber nur zulässig, wenn die Belastung eine genügend große ist, damit die Rollgrenze der Räder bei Anwendung des konstanten Druckes \mathfrak{D} nicht überschritten werde. Wäre anzunehmen, dass das Letztere während des Auslaufes eintreten könnte, dann dürfte nicht der normale Druck \mathfrak{D} , sondern müsste ein kleinerer Werth zur Bildung der Summe D_b angesetzt werden, da der normale Druck \mathfrak{D} in diesem Falle eben nicht bis zum Ende der Bewegung aufrecht erhalten bleiben könnte.

Im Eisenbahnbetrieb ist es aber gebräuchlich geworden, so viele Bremswagen bedienen zu lassen, als notwendig sind, damit der in denselben aufgenommene Theil des ganzen Zuggewichtes ein vorgeschriebener Theil G_b des Zuggewichtes G sei.

Wie gross G_b zu nehmen ist, wenn eine gewisse Bremswirkung gefordert wird, soll nun aus dem oben gerechneten D_b ausgemittelt werden.

Bekanntlich gelten die Gleichungen:

$$\mathfrak{B} = \mathfrak{S} - u + \mu \gamma \text{ und } \Sigma_b \mathfrak{B} = \Sigma_b \mathfrak{S} - \Sigma_b u + n_b \mu \gamma.$$

Diesen Werth in Gleichung (1) eingesetzt, gibt etwas umgeändert:

$$\Sigma_b \mathfrak{S} - \Sigma_b u = \left(\frac{1000}{g} + (n - n_b) \mu \right) \frac{-y dy}{dx} - W + m G \quad (4)$$

Hierin kann gesetzt werden: $\Sigma_b u = w' G_b$, $W = w G$ und weiters $\Sigma_b \mathfrak{S} = 1000 \sigma \Sigma_b \mathfrak{R} = 1000 \sigma G_b$, wenn der Schubkoeffizient $\sigma = \left(\frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{R}} \right)$ bei allen Bremsachsen denselben Werth besitzt. Damit dies der Fall ist,

*) Für $c = 20$, $s = 600$, $\mu = 40$, $\mathfrak{R} = 8$, ist $w' \doteq w = \left(3.1 + \frac{c^2}{105} \right) = \left(3.1 + \frac{20^2}{105} \right) = 6.9$, ferner ist $\frac{\mu \gamma}{\mathfrak{R}} = \frac{40 c^2}{8.2 s} = \frac{40 \cdot 20^2}{8.2 \cdot 600} = 1.66$, also $\left(w' - \frac{\mu \gamma}{\mathfrak{R}} \right) = 5.23$, was gegen $1000 \sigma = 100$ bis 200 als kleine Zahl gelten kann.

muß die im Folgenden gesuchte Bedingung erfüllt sein. Aus der bekannten Gleichung: $\mathfrak{B} = \mathfrak{S} - u + \mu \gamma$ ergibt sich durch bekannte Substitutionen: $1000 \varphi \mathfrak{D} = 1000 \sigma \mathfrak{R} - w' \mathfrak{R} + \mu \gamma$, woraus der Werth des Schubkoeffizienten:

$$\sigma = \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right) \varphi + \frac{w'}{1000} - \frac{\mu \gamma}{1000 \mathfrak{R}} \dots \dots (5')$$

gefolgert wird. Wegen der Geringfügigkeit des letzten Gliedes hängt die Constanz von σ vor Allem vom Verhältnisse $\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}}$ ab, das darum bei allen Bremsachsen denselben Werth haben muß. Dies folgern wir auch sofort aus der Näherungsgleichung:

$$\sigma \doteq \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right) \cdot \varphi \dots \dots \dots (5'')$$

Ist $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right)$ ein konstanter Verhältnisswerth, dann ist auch $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right) = \frac{D_b}{G_b}$.

Nach den früher erwähnten Einsetzungen wird aus Gleichung (4) folgende:

$$1000 \sigma G_b - w' G_b = \left[\frac{1000 G}{g} + (n - n_b) \mu \right] \frac{-y dy}{dx} - w G + m G.$$

Diese Gleichung werde mit dx multipliziert und dann integrirt, wobei folgende Relationen berücksichtigt werden können:

$$\int_0^s \sigma \cdot dx = \sigma_m s; \quad \int_0^s -y \cdot dy = \frac{c^2}{2}; \quad \int_0^s w' \cdot dx = w'_m s; \\ \int_0^s w \cdot dx = w_m s,$$

dann findet sich nach einiger Umgestaltung:

$$G_b = \frac{G}{\sigma_m - \frac{w'_m}{1000}} \left[\left(\frac{1}{2g} + \frac{n - n_b}{2000 G} \mu \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{20} \right] \quad (6)$$

und weiters die Prozentzahl z des gesammten Gesammten Gewichtes der Bremswagen:

$$z = 100 \frac{G_b}{G} = \frac{1}{\sigma_m - \frac{w'_m}{1000}} \left[\left(\frac{100}{2g} + \frac{n - n_b}{20 \cdot G} \mu \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots \dots \dots (6')$$

Der innere Klammerausdruck $\left(\frac{100}{2g} + \frac{n - n_b}{20 \cdot G} \mu \right)$ liegt bei Güterzügen zwischen 5.33 und 5.29, bei Personenzügen zwischen 5.35 und 5.24,*), kann also im Mittel 5.30 genommen werden. Die Schlußformel für z lautet demnach:

$$z = \frac{1}{\sigma_m - \frac{w'_m}{1000}} \left[\frac{5.30 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] = \frac{1}{\sigma_m - \frac{w'_m}{1000}} \left[\frac{0.41 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots \dots (II)$$

Hierin ist $w_m = (\kappa + \frac{\lambda}{2} c^2)$ nach (3'') und darf $w'_m \doteq w_m$ gerechnet werden.

*) Hierbei ist gerechnet worden für Güterzüge: $\frac{G}{n} = 8$, $\frac{n_b}{n} = \frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{4}$, für Personenzüge $\frac{G}{n} = 7$, $\frac{n_b}{n} = \frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{2}$. Die Werthe der Verhältnisse $\frac{n_b}{n}$ sind nach der bisherigen Bremsprozent-Tabelle genommen.

Der Mittelwerth σ_m des Schubkoeffizienten folgt aus den Gleichungen (5) und (5') nach Substitution bekannter Relationen und durch Integration:

$$\sigma_m = \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right) \cdot \varphi_m + \frac{w'_m}{1000} - \left(\frac{\mu}{1000 \cdot \mathfrak{N}} \right)_m \cdot \frac{c^2}{2s}$$

$$\text{nahezu} = \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right) \varphi_m \dots \dots \dots (5'')$$

Da σ_m von φ_m , ist σ_m auch von der Geschwindigkeit abhängig.

Aus (I) läßt sich eine angenäherte Formel für z auch in folgender Weise entwickeln: Wird der aus (5'') entnommene Werth $\varphi_m = \left(\frac{\mathfrak{N}}{\mathfrak{D}} \right) \sigma_m = \frac{G_b}{D_b} \sigma_m$ in Gleichung (I) eingesetzt, dann ergibt sich vorerst

$$\zeta = \frac{1}{\sigma_m} \left(\frac{D_b}{G_b} \right) \left[\frac{5 \cdot 36 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] = 100 \frac{D_b}{G} =$$

$$= z \left(\frac{D_b}{G_b} \right)$$

mithin wird schließlich:

$$z = \frac{1}{\sigma_m} \left[\frac{5 \cdot 36 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right]$$

$$= \frac{1}{\sigma_m} \left[\frac{0 \cdot 414 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots \dots \dots (II')$$

Die Benützung dieser Formeln (II) und (II') ist aber, sofern unter G_b die Summe der wirklichen Gewichte der Bremswagen verstanden ist, an die Bedingung gebunden, daß das Verhältniß $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right)$ bei allen Bremsachsen denselben Werth habe. Auch ist hier wie bei (I) vorausgesetzt worden, daß der Bremsdruck jeder Achse während des ganzen Auslaufes konstant bleiben könne. Welches Gewicht an Stelle des wirklichen Bremswagengewichtes zur Summenbildung G_b angesetzt werden muß, wenn diesen Bedingungen nicht entsprochen wäre, soll an einer späteren Stelle ausgeführt werden.

Bei gleichbleibendem Druck nimmt der Bremswiderstand bekanntlich allmählig zu, also auch die ihm sehr nahe gleichkommende Schienenkraft. Sobald diese gleich der Adhäsion der Achse geworden wäre, würden die Räder derselben an der Rollgrenze angelangt sein; damit diese nicht überschritten werde, müßte sofort eine entsprechende Verminderung des Bremsdruckes eingeleitet werden; dadurch fällt aber die ganze Bremswirkung kleiner aus, als sie sein würde, wenn wegen hinreichender Belastung, also hinreichender Adhäsion, der anfängliche Druck bis zum Ende des Auslaufes beibehalten werden könnte. Der größte Druck, der bei bestimmtem Wagengewichte konstant bis zum Ende der Bremsung bleiben dürfte, würde jener sein, der gerade im letzten Moment einen Bremswiderstand gleich der vorhandenen Adhäsion erzeugen würde. Die Räder befänden sich während des ganzen Auslaufes zwar in reiner Rollung, aber nicht an der Rollgrenze und würden sie erst im letzten Moment diese Grenze erreichen; also erst im letzten Augenblick würde die Adhäsion der Räder voll ausgenützt werden.

Die größte Bremswirkung würde bekanntlich erzielt sein, wenn durch passendes Hochhalten des Bremsdruckes im Anfang und allmählicher Reduktion desselben während der Bremsung die Adhäsion während des ganzen Aus-

laufes voll ausgenützt würde, also die Räder dauernd an der Rollgrenze wären. Die Adhäsion ist $1000 f N$, worin f den Adhäsions-Koeffizienten, d. i. den Koeffizienten für die „Reibung der Ruhe“ zwischen Rad und Schiene bedeutet. Der Werth dieses Koeffizienten bleibt bei konstanter Beschaffenheit der Oberflächen dieser Körper auch konstant; er ist von der Rollgeschwindigkeit der Räder, also von der Fahrgeschwindigkeit des Wagens vollständig unabhängig.

Vorausgesetzt, diese Maximal-Bremswirkung könnte sicher herbeigeführt werden, dann dürften wir das Gewicht G_b kleiner nehmen, als jenes, das aus den Formeln (II) oder (II') gerechnet werden kann, wie die Herleitung der für diese größte Wirkung geltenden Bremsprozentformel zeigen wird.

Die Möglichkeit dieser Wirkung angenommen*), wird dann während des ganzen Auslaufes unter jeder Bremsachse die grösste Schienenkraft $\mathfrak{S}_{\max} = 1000 \sigma_{\max} \mathfrak{N} = 1000 f \mathfrak{N}$ herrschen; an die Stelle von σ tritt hier dessen grösster Werth $\sigma_{\max} = f$, der zugleich, da er konstant bleibt, auch für den Mittelwerth σ_m gesetzt werden kann. Somit geht Gleichung (6') über in:

$$z = \frac{1}{f - \frac{w'_m}{1000}} \left[\left(\frac{100}{2g} + \frac{n - n_b}{20 \cdot G} \right) \frac{c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \quad (7)$$

Analog werden aus den Gleichungen (II) und (II') folgende:

$$z = \frac{1}{f - \frac{w'_m}{1000}} \left[\frac{5 \cdot 30 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] =$$

$$= \frac{1}{f - \frac{w'_m}{1000}} \left[\frac{0 \cdot 41 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots \dots (III)$$

$$z = \frac{1}{f} \left[\frac{5 \cdot 36 \cdot c^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] =$$

$$= \frac{1}{f} \left[\frac{0 \cdot 414 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots \dots \dots (III')$$

Hierin ist wie früher $w_m = \lambda + \frac{\lambda}{2} c^2$ und w'_m nahezu gleich w_m .

f ist der Adhäsions-Koeffizient, der von der Geschwindigkeit völlig unabhängig ist.

Die Benützung der Formeln (III) und (III') setzt voraus, dass bei jeder Bremsung schon gleich anfangs derselben, die Adhäsion der Bremsräder voll ausgenützt werde, mithin die Räder bis zur Rollgrenze gebremst werden, und daß sie während des ganzen Auslaufes an der Rollgrenze bleiben. Wenn dies wegen nicht ausreichender Wirkung der Bremsen während eines kürzeren oder längeren Theiles des Auslaufes nicht möglich sein sollte, müßte an Stelle des wirklichen Wagengewichtes nur ein

*) Ich habe im „Civil-Ingenieur“ 1885 (S. 344) und im „Organ f. d. F. d. E.“ 1887 (S. 50) den Nachweis geliefert, daß für das gleichzeitige Erhalten der Rollgrenze aller Bremsräder das Verhältniß $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right)$ stets bei allen Bremsachsen den gleichen Werth haben müsse; dieser Werth darf sich mit der Zeit ändern, doch bei allen Bremsachsen stets um gleichviel. Nun ist $\mathfrak{D} = 1000 \varphi \mathfrak{N}$, mithin wird für diesen Fall auch $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right)$ bei allen Bremsachsen denselben Werth haben müssen.

gewisser Theil desselben zur Summenbildung G_b herangezogen werden. Wie groß dieser Theil genommen werden kann, soll an einer späteren Stelle besprochen werden.

Da ein äußeres Kennzeichen für das Eintreten der Rollgrenze sich erst dann zeigt, wenn die Rollgrenze bereits überschritten ist und die Räder sehr bald darauf auch festgestellt werden; da die Wiederlösung der Räder eine bedeutende Reduktion des Bremsdruckes unter jenen Werth desselben verlangt, der an der Rollgrenze gerade herrschen dürfte; da die gelösten Räder erst durch einen nochmals gesteigerten Druck wieder an die Rollgrenze gebracht werden können, welche gleich unsicher wie die frühere erreicht werden kann; da endlich wegen der allmähigen Zunahme des Koeffizientenwerthes für die Reibung zwischen Klotz und Rad auch eine allmähige entsprechende Abnahme des Bremsdruckes während des Auslaufes erfolgen müßte, um behufs Erhaltung der Rollgrenze den Bremswiderstand in der Höhe der konstantbleibenden Adhäsion zu halten, ist die Handhabung der Bremsen für die Erreichung obiger Forderung ungemein schwierig und unverläßlich. Dieser Umstand verleiht somit der Ausrechnung der Bremsenanzahl nach den Formel (III) oder (III') eine gewisse Unsicherheit. Solange also die Bremsvorrichtungen der Wagen nicht so eingerichtet sind, daß die Erreichung der Rollgrenze der Räder noch rechtzeitig vor dem Ueberschreiten erkannt wird, oder daß dieses Ueberschreiten stets gerade verhindert ist — derartige Vorrichtungen werden immer kompliziert ausfallen und schwerlich für alle Verhältnisse verläßlich funktionieren*) — empfiehlt es sich nicht, die Bestimmung der Bremsenzahl nach (III) oder (III') vorzunehmen.

2. Bremsprozent-Formeln der technischen Kommission des „Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen“ und jene von Baron R. Gostkowski.

Der „Generalversammlung“ des „Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen“, welche am 26., 27. und 28. August 1886 in Stuttgart tagte, wurde von der technischen Kommission dieses Vereines folgende Formel**) vorgelegt.

$$z = 5 + \frac{1}{f} \cdot \left[\frac{0.40 \cdot v^2}{600 - 1.5 v - 13 m} + \frac{m - n}{10} \right] \dots (IV)$$

Hierin ist für die Größen w und f zu setzen:

$$w = 2.5 + \frac{v^2}{3000} \text{ und } f = \frac{18}{v} \left(1 - e^{-\frac{v}{90}} \right) \dots (IV')$$

f variirt von 0.189 bis 0.126 für $v = 10$ bis 90 Kilometer

*) Im III. Supplementband des „Organs f. d. F. d. E.“ (S. 3) Wöhlers Bremsvorrichtung vom Jahre 1866—67; auch im „Handbuch f. spez. Eisenbahntechnik“ (2. Bd., S. 281). Im „Engineering“ 1879, I. (S. 372—374) ist ebenfalls eine diesem Zwecke dienende Vorrichtung von Westinghouse angegeben, er nannte sie „Regulator for Brake-Block-Pressure.“

**) „Zeitschrift des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen“ 1886, S. 725 und 770. — Baron R. Gostkowski: „Das Bremsen der Züge“ in der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines“ 1888, Heft III, S. 116. — „Bericht über die Verhandlungen der Kommission für technische und Betriebs-Angelegenheiten, betreffend die Vorschriften über die Anzahl der Bremsen und deren Vertheilung im Zuge“. (Berlin 1888, S. VIII.)

pro Stunde. An Stelle der in den früheren Formeln angesetzten Auslaufstrecke s steht in dieser Formel der Ausdruck $(600 - 1.5 v - 13 m)$. Die Zahl 600 bedeutet die in Metern gemessene Strecke, die vom Moment der Abgabe des Bremssignals bis zum Stillstande durchlaufen werden soll. Das Glied $1.5 v$ gilt als die in Rechnung gezogene Bereitschaftsdistanz, d. i. diejenige Strecke, welche vom Erschallen des Bremssignals bis zum Beginne der vollen Bremswirkung durchlaufen wird. Das letzte Glied $13 m$ ist noch zur Sicherheit in Abzug gebracht, um der auf starken Gefällen leicht vorkommenden Geschwindigkeitsüberschreitung Rechnung zu tragen.

Die additionelle Constante 5 vor dem Klammernausdruck soll verhindern, dass für kleine Fahrgeschwindigkeiten „zu geringe Bremsprocente“ erhalten werden.

Der mittlere Widerstands-Koeffizient, hier mit w bezeichnet, dürfte aus Versuchen gefolgert worden sein. Der Wert für f ist zufolge eines Vorschlages des Regierungs- und Baurathes Rüppel*) angenommen worden. Darauf soll noch später zurückgekommen werden.

Der am 25., 26. und 27. Juli 1888 in Amsterdam abgehaltenen „Generalversammlung“ des „Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen“ hat die technische Kommission folgende Formel**) zur Annahme vorgelegt:

$$z = 0.012 m v + \frac{1}{f} \left[\frac{0.42 \cdot v^2}{600 - 1.5 v} + \frac{m - n}{10} \right] \dots (V)$$

hier ist wie früher zu nehmen: $w = 2.5 + \frac{v^2}{3000}$

dagegen sollen die Werthe für f nach folgender Zahlenreihe genommen werden:

Für die Geschwindigkeit v in 10 km p. St.	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90 km p. St.
soll genommen werden	0.164	0.152	0.142	0.134	0.128	0.122	0.117	0.109	0.103	0.098	0.093
den $f =$	0.201										

Als kleinster Werth der Bremsprocente soll die Zahl 6 genommen werden.

Die additionelle Größe 5 der früheren Formel ist hier durch $(0.012 m v)$ ersetzt, d. i. eine auf Empirie beruhende Zugabe, die sich vielleicht durch praktische Gründe rechtfertigen lässt. Welcher Quelle die Werthe für f entnommen wurden, ist mir unbekannt.

Baron Roman Gostkowski, General-Directionsth der österreichischen Staatsbahnen, hat eine eigene Formel aufgestellt: ***)

$$z = \frac{100}{1000 f - w} \left[\left(51 + 40 \cdot \frac{n}{v} \right) \frac{v^2}{s} + m - n \right]$$

Wird hierin mit Baron Gostkowski w gegen 1000 f

*) „Bericht über die Verhandlungen der Kommission u. s. w.“ (Beilage VII, S. 20). Obiger Werth für f ist ein Mittelwerth des von der Geschwindigkeit abhängigen „Reibungs-Koeffizienten“ $f = 0.20 \cdot e^{-\frac{v}{90}}$.

**) Baron Gostkowski: „Das Bremsen der Züge“ (Separat-Abdruck 1888, S. 40) und „Oesterreichische Eisenbahn-Zeitung“ 1888, S. 306.

***) Baron Gostkowski in der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines“ 1888, Heft III (S. 114), an Stelle von s gebraucht er den Buchstaben Δ , und für $1000 f$ die Bezeichnung s als „Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Rad und Schiene“ in Kilogrammen für 1 Tonne Normaldruck.

vernachlässigt, die Zahl 55 an Stelle von $\left(51 + 40 \frac{n}{G}\right)$ und $s = (600 - 10 c)$ gesetzt, dann wird:

$$z = \frac{1}{f} \left[\frac{55 \cdot c^2}{600 - 10 \cdot c} + \frac{m - n}{10} \right] \dots \dots (VI)$$

Für w und f sind zu nehmen:

$$w = 3.1 + \frac{c^2}{210} \text{ und } f = \frac{4 \cdot (50 - c)}{1000} = 0.20 - \frac{c}{250} \dots (VI)^*$$

Die drei Formeln (IV), (V) und (VI) können, da sie vor der Klammer im Nenner die von der Geschwindigkeit abhängige Größe f enthalten, nur mit den Formeln (II) und (II') verglichen werden. Dieser Vergleich zeigt, dass die in der Klammer stehenden ersten Zähler nur geringe Unterschiede aufweisen: in (II) $5.30 c^2 = 0.410 v^2$, in (II') $5.36 c^2 = 0.414 v^2$, in (IV) $0.40 v^2$, in (V) $0.42 v^2$ und in (VI) $5.50 c^2$; diese Unterschiede rühren von der verschiedenen Bemessung des Einflusses der rollenden Massen her.

Der im Nenner der Formel (II) vorkommende Theil $\frac{m' - m}{1000}$ ist in den drei letzten Formeln seiner Geringfügigkeit wegen weggelassen. Die in diesen drei Formeln mit f bezeichnete Größe ist durchwegs als der „mittlere Reibungs-Koeffizient“ bezeichnet worden, der für die gleitende Reibung zwischen Rad und Schiene gelte; diese Ansicht ist an den früher angeführten Quellen von den Herren Rüppell und Baron Gostkowski deutlich ausgesprochen worden. Nun hat aber die Ableitung der Formeln (II) und (II') erkennen lassen, dass die dort vorkommende gleichbedeutende Größe σ_m keinen Reibungs-Koeffizienten vorstellt, sondern $\sigma_m = \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}}\right) \varphi_m$ ist dem mittleren Reibungs-Koeffizienten φ_m zwischen Klotz und Rad nur proportional, da der Factor $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}}\right)$ einen constanten Verhältnisswert bedeutet, der in der Regel nicht gleich der Einheit ist. Um jedem Mißverständnisse vorzubeugen, habe ich daher für σ , bzw. σ_m die neue Bezeichnung Schub-Koeffizient eingeführt. Uebrigens könnte hiefür auch eine andere passende Benennung gewählt werden, nur nicht „Reibungs-Koeffizient“, welche Bezeichnung wegen der daraus entstehenden Verwirrung der Begriffe aufgegeben werden sollte.

*) Baron Gostkowski's Abhandlung lässt erkennen, dass dieser Werth für f aus der schon früher erwähnten Formel Rüppell's entwickelt wurde, welche Formel den „Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Rad und Schiene“ mit

$$f = 0.20 e^{-\frac{v}{90}} = 0.20 e^{-\frac{c}{25}}$$

angibt. Daraus entwickelt sich der Mittelwerth, wie dies an der Quelle ausgeführt wird, mit $f_m = \frac{18}{v} \left(1 - e^{-\frac{v}{90}}\right) = \frac{5}{c} \left(1 - e^{-\frac{c}{25}}\right)$ diese Formel wurde schon nach (IV') angeführt.

Werden an Stelle der Größe $e^{-\frac{c}{25}}$ die drei ersten Glieder ihrer gleichwerthigen Reihe gesetzt, dann wird schließlich $f = 0.20 - \frac{c}{250}$, wie oben unter (VI') angegeben wurde.

3. Bestimmung des „Bremswerthes“ eines Bremswagens behufs richtiger Anwendung der Formeln (II) oder (II').

Den Formeln (II) und (II') ist die Voraussetzung zugrunde gelegt, dass das zur Ausrechnung des Mittelwerthes $\sigma_m = \varphi_m \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}}\right)$ benützte Verhältniss $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}}\right)$ bei allen Bremsachsen wirklich erfüllt sei, also für alle diese Achsen denselben Werth habe; dieser soll für die Folge mit $\left(\frac{1}{\lambda}\right)$ bezeichnet sein.

Der an einem bestimmten Bremswagen ausgeübte Bremsdruck heiße D_n und werde während der eigentlichen Bremswirkung konstant gehalten, dann sollte der Wagen ein Bruttogewicht $N_n = D_n \cdot \left(\frac{\mathfrak{N}}{\mathfrak{D}}\right) = \lambda \cdot D_n = \frac{\varphi_m}{\sigma_m} \cdot D_n$ erhalten, dieses werde das Normalgewicht genannt. Sind bei allen Bremswagen die Bruttogewichte gleich ihren Normalgewichten, dann muss zur Erzielung der beabsichtigten Bremswirkung das wirkliche Bruttogewicht aller gebremsten Wagen dem aus der Bremsprozentzahl z gerechneten Gewichte $G_b = \frac{z}{100} \cdot G$ gleichkommen. Die Erfüllung der „theoretischen Forderung“, jeden Bremswagen gerade bis zu seinem Normalgewicht zu beladen, würde aber den Betrieb bedeutend erschweren; es muss daher in der Praxis von deren Befolgung abgesehen werden. Daraus entsteht aber die Frage: Welches Gewicht N_b ist für einen Wagen mit dem Bruttogewichte N in Rechnung zu ziehen, wenn $N > N_n$ ist? Das für die Bremskraft eines solchen Wagens in Rechnung zu stellende Gewicht N_b werde nun der „Bremswerth“ des betreffenden Wagens genannt.

In Figur 4 stelle a, a_1 die Auslaufstrecke s , a, a_1 einen Theil x derselben vor. Der normale, konstant bleibende Bremsdruck D_n ruft einen Bremswiderstand hervor, welcher wegen des allmäligen Wachsens des Reibungs-Koeffizienten φ ebenfalls allmähig zunimmt, etwa im Verhältniss der wachsenden Ordinate der Bremswiderstands-Kurve $B_0 B B_1$. *)

Im Beginne herrsche der Widerstand $B_0 = 1000 \varphi_0 D_n$, durch die Strecke a, B_0 dargestellt, im Punkte a der Widerstand $B = 1000 \varphi D_n$, durch $a B$ veranschaulicht, und am Ende der Widerstand $B_1 = 1000 \varphi_1 D_n$, durch $a_1 B_1$ ausgedrückt.

Der Mittelwerth des Widerstandes $B_m = 1000 \varphi_m D_n$, worin $\varphi_m = \frac{1}{s} \cdot \int_0^s \varphi dx$ ist, ist durch die Mittelordinate der Kurve $B_0 B B_1$ veranschaulicht; diese werde nun auf die Horizontale $A_n S_n$ abgetragen.

Das Normalgewicht N_n werde so groß genommen, damit es bei einem Adhäsions-Koeffizienten $f = 0.2$ eine Adhäsion $A_n = 1000 f \cdot N_n$ erzeuge, welche am Schlusse der Bremswirkung gerade voll ausgenützt werde, d. h. $A_n = B_1$, mithin $f \cdot N_n = \varphi_1 \cdot D_n$ sei, denn dann kann der

*) Galton hat in seinen berühmten Versuchen auch die Aenderung des Bremswiderstandes bei konstant bleibendem Drucke erforscht und dabei Diagrammkurven erhalten, welche einen der Widerstandskurve $B_0 B B_1$ ähnlichen Verlauf zeigen. (Engineering 1878, I. und II., 1879. Proceedings of the Instit. of Mech. Eng. 1878.)

daher gleich jenem idealen Gewichte, welches bei Geltung desselben Koeffizienten σ_m , der in den Formeln (II, II') vorkommt, eine Schienenkraft erzeugen liesse, welche dem Mittelwerth S_m der wirklichen, mittelst D_n erzeugten, Schienenkraft gleichkommt. Daher ist $S_m = 1000 \cdot \sigma_m \cdot N_b$ und der Bremswerth $N_b = \frac{S_m}{1000 \cdot \sigma_m}$. Der Mittelwerth σ_m des Schubkoeffizienten ist aber zufolge der Gleichungen (5'') und (8) $\sigma_m = \varphi_m \left(\frac{D}{N} \right) = \varphi_m \left(\frac{1}{z} \right) = \varphi_m \left(\frac{f}{\varphi_1} \right)$.

Werden also die Horizontalstrecken der Linie $a_o S' S_n c$ durch $1000 \sigma_m$ dividirt, dann erhalten wir die ihnen entsprechenden Bremswerthe. So bestimmt sich die Kurve der Bremswerthe $a_o c N_n C$ in Figur 5; für irgend einen Punkt derselben gibt die Horizontalordinate (bis zur Achse $a_o Y$) den Bremswerth jenes Wagens an, dessen Bruttogewicht durch die Vertikalordinate desselben Punktes dargestellt ist. In ähnlicher Weise wird aus der Linie der Schienenkräfte $a_o s' s_n c'$ (in Fig. 4) für die Geschwindigkeit c' die Linie

Linie $a_o N_n C$ als die Linie der praktischen Bremswerthe, die in die praktische Berechnung aufgenommen werden, anzunehmen. Daraus entspringt aber die Regel:

Ist das Bruttogewicht $N \geq$ Normalgewicht N_n , so nehme man als Bremswerth N_b nur das Normalgewicht allein; ist aber das Bruttogewicht $N <$ Normalgewicht N_n , dann setze man als Bremswerth das Bruttogewicht selbst ein. — Also von den zwei Gewichten N und N_n ist immer das kleinere als der Bremswerth N_b in Rechnung zu ziehen.

Wird $D_n = 7.5 t$ angenommen, dann ist $N_n = 1.45 \times 7.5 = 10.875 t$ durch die Strecke $a_o N_n$ dargestellt, woraus der Maßstab der Gewichte sich ergibt. Nach demselben sind in Figur 5 die Gewichte des leeren und des vollen Lastwagens in $a_o I$, bzw. $a_o II$ ($5 t$ bzw. $16 t$) und die Gewichte des leeren und des vollen Personenwagens in $a_o 1$ bzw. $a_o 2$ ($11 t$ bzw. $14 t$) aufgetragen worden; dann

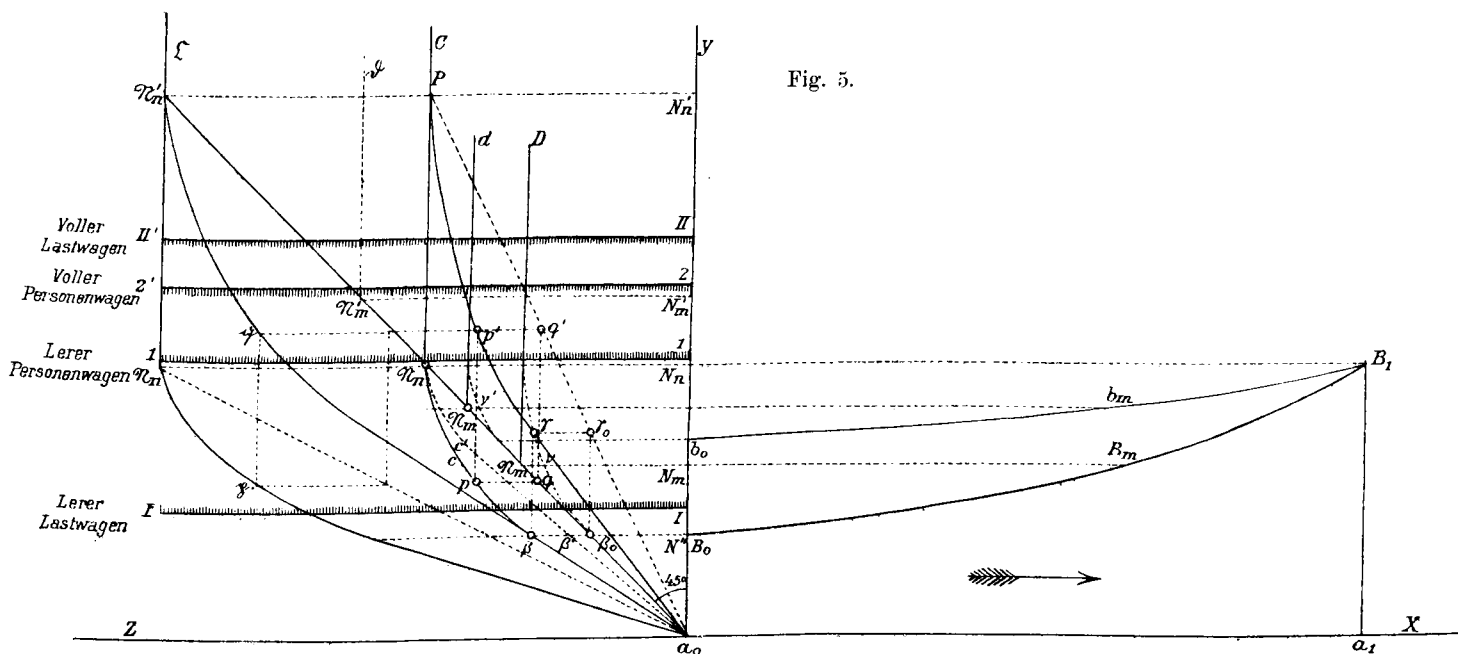


Fig. 5.

der entsprechenden Bremswerthe $a_o c' N_n C$ (in Fig. 5) entwickelt. Der Maßstab für die Bremswerthe und die Bruttogewichte wurde so gewählt, dass deren Strecken für $N = N_n$ und demnach auch $N_b = N_n$ durch gleich lange Strecken $a_o N_n = N_n N_n$ dargestellt erscheinen.

Ein Blick auf die Figur zeigt, dass die theoretischen Bremswerthe der Wagen, welche ein geringeres als das Normalgewicht besitzen, größer sind als die wirklichen Bruttogewichte, dagegen ist für alle Wagen mit einem Gewicht $N \geq N_n$ der Bremswerth eben dieses Normalgewicht selbst; nur im Falle, wenn $N = N_n$ ist, stimmt der Bremswerth mit dem Bruttogewicht selbst überein. Würde diese Uebereinstimmung bei allen Bruttogewichten erfolgen, dann würde die Bremswerthlinie durch die Gerade $a_o N_n N_n$ versinnlicht sein. In den Horizontalabständen der gleichhoch liegenden Punkte beider Linien $a_o c N_n C$ und $a_o N_n N_n$ erkennen wir die Fehler, die gemacht werden, wenn wir für den Bremswerth eines Bremswagens dessen Bruttogewicht selbst in Rechnung bringen. Der Sicherheit und Einfachheit wegen empfiehlt es sich, die geradlinig gebrochene

werden von den besprochenen Bremswerthlinien nur die zwischen den Horizontalen II' und $II II'$ bzw. $11'$ und $22'$ gelegenen Abschnitte gebraucht werden. Demnach würde bei Lastwagen und $f = 0.2$ für $N = 5$ bis $10.875 t$ der Bremswerth $N_b = N$ zu nehmen sein, für $N = 10.875$ bis $16.0 t$, $N_b = 10.875 t$.

Bei größerem Normaldruck D_n rücken die Eckpunkte N_n und N'_n auf die Gerade $a_o N'_n$ weiter hinauf.

Die Frage liegt nun nahe: Nach welchem Werth des Koeffizienten f sollen die Schubkoeffizienten $\varphi_m = \frac{f}{\varphi_1} \varphi_m$ und danach die Prozente z gerechnet werden? und dann die weitere Frage: In welcher passenden Höhe soll D_n erzeugt werden?

Ich nehme da einmal an, σ_m und z wären für $f = 0.2$ ausgerechnet worden. Die Kurve $a_o \beta c N_n PC$ stellt nun bekanntlich die theoretische Bremswerthlinie dar für den Fall, dass auch in der Wirklichkeit gerade $f = 0.2$ wäre; $a_o \beta_o N_n PC$ stellt die gleichzeitig geltende praktische Bremswerthlinie vor, die zur einfachen, oben ausgesprochenen Regel führte.

Die praktische und die theoretische Linie für $f=0.2$ decken sich im Bereich $N \geq N_n$, gehen aber bei $N < N_n$ auseinander, in diesem letzten Falle wird also jedesmal bei Befolgung obiger Regel ein Fehler gemacht. Dieser Fehler ist am relativ grössten bei Gewichten N , deren Bremswerthpunkte dem geradlinigen Theile $\alpha_0 \beta$ der theoretischen Bremswerthlinie angehören. So entspricht dem Punkte β der Bremswerth $N_b = N\beta = \frac{A''}{1000 \cdot \sigma_m}$, welcher wegen $A'' = 1000 f \cdot N''$ und $\sigma_m = \varphi_m \left(\frac{D}{R} \right) = \varphi_m \frac{f}{\varphi_1}$ den Werth $N_b = \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_m} \right) N''$ annimmt, wohingegen die praktische Bremswerthlinie $\alpha_0 \beta_0 N_n C$ hierfür den Bremswerth $N'' \beta_0 = N''$ selbst angibt. Nach der bisher geltenden Reibungsformel kann $\varphi_1 = 0.29$ und bei einer Anfangsgeschwindigkeit $c = 25^m$ pro Secunde der Mittelwerth $\varphi_m = 0.19$ gerechnet werden; hierfür wird $N'' \beta = \frac{\varphi_1}{\varphi_m} N'' = \frac{0.29}{0.19} N'' = 1.52 N''$ und wegen $N'' \beta_0 = N''$ der Fehler $\beta \beta_0 = 0.52 N''$; dieser beträgt mithin $\frac{0.52}{1.52} = 0.34$ des theoretischen Bremswerthes. Dieser anscheinend grosse Fehler darf uns aber doch nicht bestimmen, die oben ausgesprochene einfache Regel wieder aufzugeben, und zwar aus folgenden Gründen: erstens, weil dieser große Fehler nur bei kleinem Wagengewicht eintreten würde, wie es selten oder nie bei bedienten Bremswagen vorkommt; zweitens, weil die wirklich erzielte beste Bremswirkung stets unter der theoretisch-grössten liegen wird, bei welcher die Räder während des ganzen Auslaufes an der Rollgrenze erhalten werden müssten, was nach dem Früheren sehr schwer realisierbar ist; der Fehler 0.34 bezieht sich aber auf die theoretisch-grösste Wirkung, mit Bezug auf die darunter bleibende wirkliche grösste Wirkung wird der Fehler kleiner sein; drittens, weil der Fehler nur für die grösste, selten angewendete Geschwindigkeit $c = 25^m$ pro Secunde so groß, wie oben gerechnet, ausfällt, dagegen für eine kleinere Geschwindigkeit auch merklich kleiner sich ergibt, wie sich dies in der Figur 5 im kleineren Abstand $\beta_0 \beta'$ deutlich macht.

Falls aber für die wirklichen Adhäsionsverhältnisse ein anderer Werth f' des Koeffizienten gelten sollte, steht zu erwarten, daß auch die nunmehr giltigen Bremswerthe der Wagengewichte von den für f geltenden verschieden sein werden. Um die für f' entsprechenden Bremswerthkurven zu finden, müssen wir ausgehen von der Bedeutung des Bremswerthes, der zufolge sich dieser bei Voraussetzung eines bestimmten Bremsdruckes D_n nur mit der Wagenadhäsion ändert, also derselbe ist, wenn die Adhäsion die gleiche ist. Dies kann auch bei ungleichen Adhäsionsverhältnissen eintreten; so wird das Gewicht N' bei f' eine ebenso große Adhäsion ergeben, als N bei f erzeugt, wenn $N' = N \frac{f}{f'}$ ist, mithin werden dann dem Gewichte N bei f und dem Gewichte N' bei f' auch gleiche Bremswerthe entsprechen. Wird in Figur 5 $N'_n = N_n \frac{f}{f'} = \alpha_0 N'_n$ aufgetragen (für die Figur wurde $f = 0.2$ und $f' = 0.1$ gewählt), dann Pa_0 gezogen und für möglichst

viele Kurvenpunkte p der analoge Linienzug $p \gamma q' p' p$ geführt, so ergeben sich in den p' Punkte der für $f' = 0.1$ geltenden Bremswerthlinie. Die Horizontalabstände beider Bremswerthlinien von einander zeigen die Reduktion des Bremswerthes bei Aenderung der Adhäsion von $f = 0.2$ auf $f' = 0.1$; ihre Abstände von der praktischen Linie zeigen die Fehler, die bei Befolgung der praktischen Bremswerthregel statt der Einsetzung der eigentlich geltenden Werthe gemacht werden. Ueber N_n entstehen solche Fehler nur bei $f < 0.2$ und vermindern sich nach aufwärts allmähig.

Wenn wir die Verhältnisse so wählen, daß N'_n gleich dem Gewichte N_v des vollbeladenen Wagens ist, dann würde jedesmal — also für alle Werthe von $f = 0.2$ bis 0.1 — der Bremswerth des vollbeladenen Wagens sein $N_{bv} = N_n = N'_n \frac{f'}{f} = N_v \frac{0.1}{0.2} = \frac{1}{2} N_v$ und der Bremsdruck $D_n = N_n \frac{f}{\varphi_1} = \frac{1}{2} N_v \frac{0.20}{0.29} = 0.34 N_v$, was sehr wenig ist, so daß in diesem Falle die Zahl der nothwendigen Bremsen die bisher übliche Zahl weit übersteigen würde, da der übliche Bremsdruck stets größer ist.

Wollten wir dagegen N_n gleich dem Gewichte N_v erhalten, dann müßten wir die Bremsvorrichtung für die Hervorbringung eines größeren Bremsdruckes einrichten, der sich rechnet aus $D_n = N_n \frac{f}{\varphi_1} = N_v \frac{0.20}{0.29} = 0.69 N_v$, was für einen Wagen mit $16 t$ Gewicht einen Druck $D_n = 0.69 \times 16 = 11 t$ gibt. In dieser Anordnung würde, falls in Wirklichkeit der Adhäsions-Koeffizient einmal gleich 0.1 wäre, der wirkliche Bremswerth um eine den Abständen der Linien $p' \gamma \alpha_0$ und $N_n \gamma \alpha_0$ proportionale Strecke kleiner sein, als der durch die Regel $N_b = N$ in Rechnung gebrachte Werth; wir müssen uns demnach bei verminderter Adhäsion einen größeren Auslaufweg gefallen lassen, als den zur Ausrechnung der Formel für z eingeführten.

Vielleicht empfiehlt es sich demnach für die Praxis, wenn wir $N'_n > N_v > N_n$ anstreben und etwa $N_v = \frac{3}{2} N_n$ oder $N_n = \frac{2}{3} N_v$ nehmen. Dann wird $D_n = N_n \frac{f}{\varphi_1} = \frac{2}{3} N_v \frac{0.20}{0.29} = 0.46 N_v$, was für einen Wagen mit $16 t$ Vollgewicht einen Bremsdruck $D_n = 0.46 \times 16 = 7.36 t$ gibt; je mehr der Wagen beladen wird, desto weniger wird sich der jeweilig geltende von dem in Rechnung gezogenen Werth $N_b = N_n = \frac{2}{3} N_v$ unterscheiden, gemäß den Linien $\gamma p' PC$ und $N_n PC$.

Hätten wir der Ausrechnung der Schub-Koeffizienten und der Bremsprocente nicht $f = 0.2$, sondern etwa $f' = 0.1$ zugrunde gelegt, dann würden die dafür geltenden Werthe derselben σ' und z' gegen die früher für $f = 0.2$ gerechneten σ_m , resp. z sich stellen auf:

$$\sigma_m' = \sigma_m \frac{f'}{f} \text{ und } z' = z \frac{\sigma_m}{\sigma_m'} = z \frac{f}{f'}.$$

Die den gerade wirklich geltenden Koeffizienten f und f' zugehörigen, jetzt zu berücksichtigenden Bremswerthe müßten den in der Figur gezogenen Linien $\alpha_0 \gamma N'_n C$, resp. $\alpha_0 \gamma N_n C$ entnommen werden, welch' letztere aus der ersteren auf analoge Weise konstruirt wurde, wie früher die

Linie $a_0 \gamma p' PC$ aus $a_0 p N_n PC$ abgeleitet wurde. Beide Werthlinien halten sich in großer Entfernung von der praktischen Linie $a_0 N_n G$, woraus sofort die Unzweckmäßigkeit der Wahl $f' = 0.1$ für die Berechnung von z ersichtlich ist.

4. Bestimmung des „Bremswerthes“ eines Bremswagens behufs richtiger Anwendung der Formeln (III) oder (III').

Die Formeln (III) und (III') sind unter der Voraussetzung entstanden, dass die Bremswirkung während des ganzen Auslaufes bei voller Ausnützung der Adhäsion (Rollgrenze der Bremsräder) erfolge. Dies verlangt, dass die Bremsvorrichtungen aller Bremswagen so eingerichtet seien, dass mit ihnen die Räder unter allen Umständen bis an die Rollgrenze gebremst werden können, selbst bei der größten Adhäsion zwischen Rad und Schiene (schwerste Beladung des Wagens und ganz trockene Schienenoberflächen) und vom Beginn an. Baron R. Gostkowski wies nun nach,*) dass zur Zeit noch viele der mit Handbremsen versehenen Bremswagen unserer Bahnen so eingerichtet sind, dass deren Räder unter gewissen Umständen nicht bis zur Rollgrenze gebremst werden können. Eisenbahnbau-Inspector Schrey in Berlin**) widerspricht dem dahin, dass Gostkowski's Behauptung für die in Deutschland benützten Wagen nicht zutrefte und „dass erfahrungsgemäß die Wagen bei allen Witterungsverhältnissen bis zur Rollgrenze der Räder gebremst werden können.“

Da die diesbezüglichen Anschauungen des Barons Gostkowski in weiten Kreisen bekannt geworden sind,***) und solange noch Bremswagen mit nicht ausreichender Bremsvorrichtung in Benützung stehen, erscheint es völlig gerechtfertigt, der Frage näher zu treten: Welches Gewicht N_B ist bei Anwendung einer der Formeln (III) oder (III') für einen solchen Bremswagen, bei dem die Vollbremsung der Räder nicht möglich ist, in die Rechnung zu stellen?

Diesem Gewichte N_B soll auch wieder der Name Bremswerth beigelegt werden, welche Bezeichnung schon von Baron Gostkowski vorgeschlagen wurde; im Folgenden soll die Bestimmung dieses Werthes besprochen werden.

Da die unter jeder Bremsachse geweckte Schienenkraft \mathfrak{S} angenähert dem Bremswiderstand \mathfrak{B} dieser Achse gleich ist, so wird auch die Summe der Schienenkräfte aller Räder eines Bremswagens S dem totalen Bremswiderstand B desselben Wagens gleichkommen. Zur vollen Ausnützung der Adhäsion muss $S = 1000 f N$ erzeugt, deshalb B ebenso weit gesteigert werden.

*) Baron Gostkowski. „Eine Bremsstudie“ („Zeitschrift d. Oesterr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1886). Dasselbe Thema wird besprochen und ausgeführt in der „Oesterr. Eisenbahn-Zeitung“ 1887, „Wochenschrift des Oesterr. Ingenieur- und Architekten-Vereins“ 1887, „Technische Blätter“ 1888, „Zeitschrift des Oesterr. Ingenieur- und Architekten-Vereins“ 1888 (S. 105).

**) „Centralblatt der Bauverwaltung“ 1887 (S. 464).

***) Baron Gostkowski's Vorschläge wurden noch besprochen im „Centralblatt der Bauverwaltung“ 1887 und 1888, und im „Archiv für Eisenbahnwesen“ 1887.

Bekanntlich werden die durch den Bremsdruck D_n an Wagen mit der Adhäsion $a_0 A$, $a_0 A'$ u. s. w. (Fig. 4) bestenfalls erhältlichen mittleren Schienenkräfte durch die Horizontalstrecken SA , $S'A'$ u. s. w. ausgedrückt. Ist die Adhäsion größer als $a_0 A''$, dann wird dieselbe durch den Druck D_n nur während eines Theiles des Endlaufes oder auch in gar keinem Moment voll ausgenützt; bei hinreichend hochgehaltenem Druck wäre diese Vollaussnützung auch bei größerer Adhäsion, wie $a_0 A$ und $a_0 A'$, erzielbar, die dabei geweckte Schienenkraft wäre dann durch die Strecke sA bzw. $s'A'$ dargestellt.

Der diesmal in Rechnung zu ziehende Bremswerth N_B ist jenes ideale Gewicht, dessen Adhäsion der betreffenden durch D_n erhältlichen mittleren Schienenkraft gleichkommt; ein Wagen mit diesem Gewichte würde daher bei voller Ausnützung der Adhäsion denselben Bremseffekt erzielen lassen, wie er wirklich erhältlich ist. Die den Schienenkräften der Linie $a_0 S'' S' S'' S_n Sc$ in Fig. 4 entsprechenden Bremswerthe $N_B = \frac{S_m}{1000 \cdot f}$ seien in die Figur 5 übertragen, wodurch daselbst die Kurve der theoretischen Bremswerthe N_B in $a_0 \beta_0 \gamma D$ erhalten wird. Hierbei sei derselbe Maßstab benützt, der früher bei Darstellung der Strecken für N_b benützt wird. Die Horizontalordinate irgend eines Punktes dieser Kurven stellt N_B dar, welcher Werth dem Bruttogewicht N zukommt, das durch die Vertikalordinate desselben Punktes veranschaulicht ist.

Der größte Bremswerth N_m , den ein Wagen mit dem Bremsdruck D_n erhalten kann, rechnet sich aus $N_m = \frac{S_m}{1000 f} = \frac{1000 \varphi_m D_n}{1000 f} = \frac{\varphi_m}{f} D_n \dots \dots \dots (9)$

S_m ist der Mittelwerth der Schienenkraft, wenn D_n bis zum Stillstande beibehalten werden kann, sie ist also durch die Mittelordinate der Linie $B_0 B B_1$ dargestellt.

N_m werde das Bremsgewicht der Wagen genannt, es hängt mit dem im früheren Abschnitt benützten Normalgewicht auf folgende Art zusammen:

$$N_m = \frac{\varphi_m}{f} D_n = \left(\frac{\varphi_m}{\varphi_1} \right) \left(\frac{\varphi_1}{f} D_n \right) = \left(\frac{\varphi_m}{\varphi_1} \right) N_n \dots \dots (9')$$

Da der Mittelwerth φ_m des Reibungs-Koeffizienten φ von der Anfangsgeschwindigkeit abhängt, ist auch N_m davon abhängig. Einer anderen Geschwindigkeit c' kommt in Fig. 4 die Bremswiderstandslinie $b_0 B_1$ zu, dieser gehört die Schienenkraftlinie $a_0 s' c'$ an, und aus der letzteren bestimmt sich die Bremswerth Kurve $a_0 \nu' d$ der Figur 5.

Der Einfachheit wegen empfiehlt es sich auch hier, die Rechnung des Bremswerthes angenähert so einzurichten, dass er nicht der Kurve $a_0 \nu D$, sondern der gebrochenen Linie $a_0 N_m D$ entnommen werde. Daraus leitet sich die Regel ab:

Ist das Bruttogewicht $N \geq$ Bremsgewicht N_m , dann nehme man als Bremswerth N_B nur das Bremsgewicht N_m allein; ist aber das Bruttogewicht $N <$ Bremsgewicht N_m , dann setze man als Bremswerth N_B das Bruttogewicht selbst ein. — Also von den zwei Gewichten N und N_m ist immer das kleinere als der Bremswerth N_B in Rechnung zu ziehen. — Es ist dies die schon von

Baron Gostkowski vorgeschlagene Regel. — Ein Blick auf die Fig. 5 lehrt, dass bei allen, dem Bremsgewichte N_m nahe kommenden Bruttogewichten N bei Befolgung obiger Regel ein Fehler begangen wird, der sich in der Abweichung der praktischen Bremswerthlinie $a_o N_m D$ von der theoretischen $a_o v D$ erkenntlich macht. Am größten ist dieser Fehler bei $N_m v$ für $N = N_m$ und für die größte Geschwindigkeit. Wird diese mit 25^m pro Secunde und für den Reibungs-Koeffizienten φ die Franke'sche Formel angenommen, dann rechnet sich dieser Maximalfehler auf 11% des Bremsgewichtes, d. h. das in die Rechnung gezogene Gewicht N_B ist um 11% größer als das günstigstenfalls theoretisch geltende. Aber auch dieser Fehler würde sich nur bei ganz geringer Beladung, die bei Bremswagen selten vorkommt, einstellen.

Der Mittelwerth φ_m des Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Klotz und Rad ließe sich aus der Gleichung $\varphi_m = \frac{1}{s} \int_0^s \varphi dx$ rechnen, wenn das Gesetz der Abhängigkeit des Werthes φ vom Wege x bekannt wäre. φ hängt zunächst von der Geschwindigkeit y , aber auch von der Dauer der Reibung ab.

Solange uns eine verlässliche Formel für φ fehlt, welche beide Einflüsse mathematisch ausdrückt, wollen wir uns mit der bisher häufig benützten Relation $\varphi = \alpha \cdot e^{\beta y}$ behelfen; hierin ist $e = 2.71828$, α und β sind Erfahrungs-constante, die von Prof. Franke für die Reibung von „Gußeisen auf Stahl bei trockenen Oberflächen“ mit $\alpha = 0.29$ und $\beta = \frac{1}{25}$ angegeben werden. *) Im Beginn der Bremsung wäre mithin $\varphi_0 = \alpha \cdot e^{-\beta c}$, am Schlusse $\varphi_1 = \alpha$. Behufs Ausrechnung des Integrals $\varphi_m = \frac{1}{s} \int_0^s \alpha e^{\beta y} dx$ werde angenommen, dass die Auslaufbewegung eine gleichförmig verzögerte sei.**) Dieser entsprechend ist $x =$

*) „Civil-Ingenieur“ 1882, S. 207. — Prof. Franke hat obige Formel aus den Resultaten der berühmten Galton'schen Bremsversuche entwickelt. Galton selbst wagte es aber nicht, eine derartige Ausmittlung durchzuführen, nachdem er in besonderen Versuchen gefunden hatte, dass neben der Geschwindigkeit auch die Dauer der Reibung von merklichem Einfluß auf dieselbe ist. Die betreffende Stelle seines Berichtes lautet: „The time during which the pressure was applied has been shown to enter largely into the question; and this element of disturbance is in operation during the interval of time however short, which necessarily occurs between the moment when the block first touches the wheel and the moment when the full pressure is obtained. Under these circumstances the author has limited himself to stating the fact obtained in the experiments, and has refrained from endeavouring to lay down the law of decrease in the coefficient of friction according to velocity, as he believes that any law which could be laid down would only tend to mislead, owing to the continually varying conditions which occur in practice.“ (Engineering. 1879. I. S. 372.)

**) Die meisten Bremsversuche haben gezeigt, dass die von einem registrierenden Geschwindigkeitsmesser gezeichnete Kurve der Geschwindigkeits-Quadrate, deren Abscissen dem durchlaufenen Wege x proportional wachsen, vom Beginn der vollen Bremswirkung an nahezu geradlinig verläuft, was genau nur bei der gleichförmig verzögerten Bewegung zutreffen würde. In den beiden Annahmen der allmählichen Zunahme von φ , zufolge der auch der Widerstand des betreffenden Wagens zunimmt, und der gleichförmig verzögerten Bewegung, welche nur bei constantem Widerstande sich einstellt, darf aber kein

$= \frac{c^2 - y^2}{2 \cdot \gamma} = \left(1 - \frac{y^2}{c^2}\right) s$, mithin $dx = \frac{-2s}{c^2} y dy$; die Integralgrenzen sind für $x = 0$, $y = c$ und für $x = s$, $y = 0$. Somit wird:

$$\varphi_m = \frac{-2\alpha}{c^2} \int_c^0 y e^{\beta y} dy = \frac{-2\alpha}{c^2} \left[\frac{y}{\beta} e^{\beta y} - \frac{1}{\beta^2} e^{\beta y} \right]_c^0 = \frac{2\alpha}{\beta^2 c^2} \left(1 - e^{-\beta c} - \beta c e^{-\beta c} \right) \dots \dots \dots (10)$$

Für hinreichend kleine Werthe des Exponenten βc darf für $e^{-\beta c}$ gesetzt werden:

$e^{-\beta c} = 1 - \beta c + \frac{1}{2} \beta^2 c^2 - \frac{1}{6} \beta^3 c^3$, dann rechnet sich für φ_m angenähert:

$$\varphi_m = \alpha \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \beta c + \frac{1}{3} \beta^2 c^2 \right) \dots \dots \dots (10')^{***}$$

Da für die Ausrechnung der Bremsprozente die Kenntnis des Zusammenhanges zwischen φ und c nicht nothwendig ist und es hinreicht, den Mittelwerth φ_m allein ausfindig zu machen, so empfiehlt es sich, etwaige Versuche nur auf die Erforschung von φ_m abzielen; wie derartige Versuche angestellt werden müssten, wurde an einer früheren Stelle angedeutet.

Die Linien $a_o N_m D$ und $a_o n_m d$ (Fig. 5) können mithin als die Linien der praktischen Bremswerthe N_B gelten bei den Anfangsgeschwindigkeiten c und c' , doch nur für den der Berechnung zugrunde gelegten Adhäsions-Koeffizienten f .

Für einen anderen Werth f' dieses Koeffizienten (z. B. $f' < f$) stellt sich der wirklich geltende Bremswerth im Verhältnisse $f:f'$ kleiner als der für f geltende, weil die Adhäsion sich auch in diesem Verhältnisse änderte. Wird der Berechnung der z (nach Formel III, III') statt f der Werth f' zu Grunde gelegt, dann ergibt sich die neue Prozentzahl z' aus der früherr mit f gerechneten nach $z' = \frac{f}{f'} z$. Das jetzt giltige Bremsgewicht N_m entspricht

Widerspruch gesucht werden, weil die Bewegung des einzelnen Wagens identisch mit der des ganzen Zuges, in dem er mitfährt, ist, und daher nicht bloß von den an ihm wirkenden Kräften, sondern von der Gesamtwirkung aller im Zuge herrschenden Kräfte abhängig ist; weil ferner angenommen werden kann, dass der Bremswiderstand nur bei dem einen oder anderen Wagen eines mehrere Bremswagen enthaltenden Zuges ein veränderlicher sei, derselbe dagegen bei den übrigen Wagen wegen ausreichender Bremswirkung in constanter Höhe (nahe gleich der constanten Adhäsion) gehalten werde und weil schließlich die etwaige Zunahme des Bremswiderstandes durch die allmähliche Abnahme des gewöhnlichen Zugwiderstandes theilweise ausgeglichen wird.

*** Ruppell und Baron Gostkowski rechnen den Mittelwerth des Reibungs-Koeffizienten nach der Gleichung: $\varphi_m = \frac{1}{c} \int_0^c \alpha e^{\beta y} dy$; diese Formel entspricht aber dem Begriffe des Mittelwerthes, wie er sich in der Ableitung der Prozent-Formeln von selbst mit $\varphi_m = \frac{1}{s} \int_0^s \alpha e^{\beta y} dx$ ausbildete, nicht. Bei Berücksichtigung der Franke'schen Werthe $\alpha = 0.29$ und $\beta = \frac{1}{25}$ liefert Formel (10') $\varphi_m = 0.29 \left(1 - \frac{2}{75} c + \frac{1}{1875} c^2 \right)$; hingegen würde die Formel der obgenannten Autoren ergeben: $\varphi_m = \frac{\alpha}{\beta c} \left(e^{\beta y} \right)_0^c = \frac{\alpha}{\beta c} \left(1 - e^{-\beta c} \right) = \alpha \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \beta c + \frac{1}{6} \beta^2 c^2 \right) = 0.29 \left(1 - \frac{1}{50} c + \frac{1}{3750} c^2 \right)$.

der Gleichung $f' N_m = \varphi_m D_n$; da nach früher auch $f N_m = \varphi_m D_n$ ist, folgt $N_m = N_m \left(\frac{f'}{f} \right)$. Für $f = 0.2$ und $f' = 0.1$ wird $N_m = 2 N_m$, was in der Figur durch $a_0 N_m' = 2 \cdot a_0 N_m$ berücksichtigt wurde. Von den Bremswerthlinien sind wie früher für Lastwagen nur die zwischen den Horizontalen II' und II II', für Personenwagen nur die zwischen II' und 22' gelegenen Abschnitte von realer Bedeutung. Wir sehen noch, dass es sich hier mit Rücksicht auf eine allgemeine Sicherheit empfiehlt, bei der Berechnung der Bremsgewichte wegen der indirekten Abhängigkeit des Bremsgewichtes von der Geschwindigkeit die größte Geschwindigkeit, die der betreffende Bremswagen im normalen Betriebe annehmen kann, für c zu berücksichtigen.

In Berücksichtigung der nach den Formeln (III) und (III') eingehend besprochenen Schwierigkeit der dauernden Vollaussnutzung der Adhäsion erscheint es empfehlenswerth, von einer praktischen Anwendung dieser Formeln abzusehen, daher würde dann auch die Bestimmung des Bremswerthes N_B entfallen. Für die Anwendung in der Praxis sind daher vorläufig nur die Formeln (II und II') zu empfehlen und darf dann die Regel für die Bestimmung der hiefür geltenden Bremswerthe N_B nicht unbeachtet bleiben.

Aus dem Gesagten ist nun klar, dass Baron Gostkowski's Regel für die Bestimmung der Bremswerthe N_B nicht zu seiner Formel (VI) paßt, denn diese ist conform mit den Formeln (II, II'), wohingegen N_B zu den Formeln (III, III') gehört. Oder sollte daraus, dass Baron Gostkowski die Entwicklungen von N_B und (VI) als zusammengehörige vorführt, gefolgert werden, dass er unter dem in (VI) enthaltenen Buchstaben f (an der Quelle steht an Stelle von 1000 f der Buchstabe s) wirklich den Adhäsions-Koeffizienten versteht? Dann liegt der Irrthum aber darin, dass f als von der Geschwindigkeit abhängig angenommen wurde, was nach den früheren Auseinandersetzungen für den Adhäsions-Koeffizienten nicht zutrifft.

5. Zur Aufstellung einer praktischen Formel für die Ausrechnung der „Bremsprocente“.

Nach der eingehenden Besprechung der Formeln (II, II') und (III, III') mit Bezug auf deren Anwendbarkeit können für eine Berechnung der Bremsprocente nur die Gleichungen (II, II') empfohlen werden. Sie lauten:

$$z = \frac{1}{\sigma_m - \frac{w_m}{1000}} \left[\frac{0.410 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots (II)$$

$$z = \frac{1}{\sigma_m} \left[\frac{0.414 \cdot v^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots (II')$$

Für den mittleren Widerstands-Koeffizienten w_m mag aus Versuchen, wie solche vor Gleichung (3') besprochen wurden, eine Formel von der Form $w_m = z + \frac{\lambda}{2} \cdot c^2$ entwickelt werden; in den unter (IV), (V) und (VI) angegebenen Ausdrücken für z erscheint

$$w_m = 2.5 + \frac{v^2}{3000}, \text{ bzw. } w_m = 3.1 + \frac{v^2}{210} = 3.1 + \frac{v^2}{2720}.$$

Das in (II) vorkommende w_m kann gleich w_m genommen werden.

σ_m ist bekanntlich der Mittelwerth des Schubkoeffizienten und nach (5'') zu rechnen, angenähert: $\sigma_m = \frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \cdot \varphi_m$. Hierin ist φ_m der Mittelwerth des Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Klotz und Rad; er soll aus Versuchen, die nach Gleichung (3) besprochen wurden, ermittelt werden. Solange neue derartige Versuche nicht in ausreichender Anzahl und Genauigkeit durchgeführt sind, könnte φ_m nach (10) mit Einsetzung der Frank'schen Werthe der Konstanten $\alpha = 0.29$ und $\beta = \frac{1}{25}$ gerechnet werden, auch angenähert nach (10'):

$$\begin{aligned} \varphi_m &= 0.29 \left(1 - \frac{2}{75} c + \frac{1}{1875} c^2 \right) \\ &= 0.29 \left(1 - \frac{1}{1350} v + \frac{1}{24140} v^2 \right), \end{aligned}$$

wenn die Geschwindigkeit nicht sehr gross ist.

Das Verhältniss $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right)$, welches bei allen Bremsachsen eingehalten werden sollte, ist zu Folge der Gleichung (8) mit $\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} = \frac{1}{\lambda} = \frac{f}{\varphi_1}$ zu nehmen und hiefür $f = 0.20$, und solange diesbezügliche Versuchsergebnisse nicht vorliegen, $\varphi_1 = 0.29$ zu setzen, also $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right)$ mit dem Werth $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{R}} \right) = \frac{0.20}{0.29} = \frac{1}{1.45}$ zu berechnen.

Da auf Gefällen leicht eine Ueberschreitung der vorgeschriebenen Geschwindigkeit v eintreten kann, empfiehlt es sich sicherheitshalber einen grösseren Werth als v , etwa $(v + \rho \cdot m)$ an Stelle von v im Gliede $0.410 v^2$, beziehungsweise $0.414 v^2$ einzusetzen, worin ρ , als Erfahrungskonstante, nach den diesbezüglichen Erfahrungen gewählt werden müßte.

Vom Moment an, in welchem das Bremssignal erschallt, verstreicht eine kurze Zeit nahezu unbenutzt, bis die Bremsen zur vollen, beabsichtigten Wirkung gekommen sind; während dieser kurzen Zeit läuft der Zug mit nahezu unveränderter Geschwindigkeit weiter; die so durchlaufene Strecke $\Delta = \varepsilon \cdot v$ wird üblicherweise die Bereitschaftsdistanz genannt, sie wurde in der Formel (IV), (V) und (VI) mit $1.5 v$, bzw. $10 c = 2.8 v$ eingesetzt. Die ganze, vom Moment der Abgabe des Bremssignales an durchlaufene Strecke sei mit s_1 bezeichnet, dann ist $(s_1 - \Delta)$ die während der eigentlichen Bremswirkung durchlaufene Strecke, die im früheren Text durchgehends mit s und als Auslaufstrecke bezeichnet wurde. In $s = (s_1 - \Delta)$ ist s_1 in allen drei Formeln (IV), (V) und (VI) mit $600 m$ eingesetzt, also gleich groß für alle Zugsgattungen.

Die in Formel (IV) gesetzte additionelle Konstante 5 soll verhindern, daß für langsamfahrende Züge eine zu geringe Bremsprocentzahl herauskomme. Dies mag sicherheitshalber zulässig erscheinen, die Ansetzung einer solchen Konstanten ist aber theoretisch nicht begründet. Um demselben Zweck thunlichst zu entsprechen, kommt es mir empfehlenswerther vor, die ganze Laufstrecke s_1 mit v abnehmen zu lassen, etwa wie durch die Formel: $s_1 = \tau + \psi \cdot v$, worin τ und ψ erst nach den Erfahrungen des Betriebes zu erheben wären. Dann wird $s = s_1 - \Delta = \tau + \psi v - \varepsilon v = \tau + (\psi - \varepsilon) \cdot v$, mithin die Auslauf-

strecke kleiner bei langsamfahrenden Zügen, als bei schnellfahrenden, was völlig zulässig erscheint.)*

Was die Einrechnung des Gewichtes der Lokomotive und des Tenders in die Gewichte G^t und G^b anbelangt, erscheint es — wie dies schon anlässlich der Aufstellung der Stuttgarter Formel von mehreren Seiten vorgeschlagen worden war**) — ganz richtig, die Berücksichtigung dieser Gewichte wie jene der Wagen vorzunehmen, so daß das Gewicht der Lokomotive und des Tenders in G , und das Gewicht des im normalen Dienst gebremsten Tenders, bezw. dessen richtig erhobenen Bremswerth N_b in die Summe G_b einbezogen werde. Hätte die Lokomotive Radbremsen, die bei jedem normalen Auslauf bethätigt werden, dann sollte in die Summe G_b auch der richtig bestimmte Bremswerth N_b der Lokomotive eingesetzt werden. Hat die Lokomotive nur die Gegendampfbremse oder eine andere, nur im Nothfall zu gebrauchende Bremse, dann ist diese Einsetzung zu unterlassen.

Sollten die Gewichte der Lokomotive und des Tenders die besprochene Berücksichtigung finden, dann ist wohl auch durch entsprechende Versuche zu erheben, ob die oben für w_m angegebenen Werthe des mittleren pro Tonne zu berechnenden Zugwiderstandes nicht eine entsprechende Erhöhung erfahren sollen, indem sich w_m nunmehr auf den gesammten Zugwiderstand, einschließlich des Widerstandes der Lokomotive und des Tenders bezieht.

6. Die Vertheilung der Bremsen im Zuge.

Aus dem § 186 der „Technischen Vereinbarungen“ ist zu ersehen, welche Wichtigkeit einer „angemessenen Vertheilung“ der Bremsen im Zuge von maßgebendster Seite zuerkannt wird. Was unter „angemessener Vertheilung“ verstanden sein soll, ist an jener Stelle nicht angeführt, doch ist aus mir bekanntgewordenen Betriebs-„Instruktionen“ einiger Bahnen ersichtlich, daß die Regel befolgt wird, die Bremswagen in nahezu gleichen Entfernungen in den Zugeinzureihen, und wenn dies nicht möglich wäre, sie mehr nach rückwärts zu versetzen. Durch eine derartige Vertheilung wird bewirkt, daß die stärker gebremsten hinteren Wagen von den schwächer gebremsten vorderen gezogen werden, wodurch in den Kuppelungen Zugkräfte entstehen. Dies erscheint völlig gerechtfertigt, weil durch größerer Druckkräfte die Gefahr der Entgleisung, insbesondere beim Durchlaufen einer Bahnkrümmung nicht unerheblich erhöht wird. Es erscheint daher wichtig nachzuforschen, unter welchen Verhältnissen und an welchen Stellen eines gebremsten Zuges derartige Druckkräfte auftreten, auf welche Weise sie sicher vorher bestimmt und durch welche Vertheilung sie sicher verhindert werden können?

Zu diesem Zwecke werde vor Allem die Kraft K^k ermittelt, die an einer beliebig gewählten Kuppelung eines fahrenden, gebremsten Zuges übertragen wird.***) Die

Größen G , G_b , $z = 100 \frac{G_o}{G}$ haben die bekannte Bedeutung für den ganzen Zug. Dem in einem bestimmten Momente giltigen Schubkoeffizienten $\sigma = \left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right) \varphi$ entspricht dann die Summe aller geweckten Schienenkräfte $S^{ks} = 1000 \sigma G_b$ oder

$$S = 1000 \sigma \frac{z}{100} G = 10 \sigma z G \dots \dots (11)$$

$W^{ks} = w \cdot G$ sei der gewöhnliche Zugwiderstand in demselben Moment, $M^{ks} = m \cdot G$ sei die auf dem Gefälle (mit $m \text{ ‰}$ Neigung) in der Fahrriichtung wirkenden Schwerkrafts-Komponente.

Alle vor der betrachteten Kuppelung laufenden Fahrbetriebsmittel sollen zusammen als der Vorderzug, alle hinten angehängten Wagen zusammen als der Hinterzug bezeichnet sein. Für beide Theile haben die folgenden Größen die gleiche Bedeutung mit der analog bezeichneten Größe des ganzen Zuges; und zwar für den Vorderzug:

$$G_v, G_{bv}, z_v = 100 \frac{G_{bv}}{G_v}, S_v = 1000 \sigma G_{bv} =$$

$$= 10 \sigma z_v G_v, W_v = w G_v, M_v = m G_v,$$

und jene für den Hinterzug:

$$G_h, G_{bh}, z_h = 100 \frac{G_{bh}}{G_h}, S_h = 1000 \sigma G_{bh} = 10 \sigma z_h G_h,$$

$$W_h = w G_h, M_h = m G_h.$$

Da der gewöhnliche Zugwiderstand und die Gefällskraft dem Gewichte des Zugtheils, für den sie genommen sind, proportional sind, werden die durch sie bedingten Geschwindigkeits-Änderungen an allen Fahrbetriebsmitteln gleich groß sein, daher werden in den Kuppelungen eines ungebremsten Zuges keine Kräfte übertragen.

Würden die Kuppelungen während der Fahrt eines solchen Zuges plötzlich gelöst werden, so würden doch die Wagen hintereinander mit durchaus gleicher Geschwindigkeit laufen, wie wenn sie verbunden wären.**) In einem gebremsten Zug werden dagegen in Folge der nur an einigen Wagen wirkenden Bremsen Kuppelungskräfte von verschiedener Intensität entstehen; zu deren Bestimmung bedarf es daher nur der Berücksichtigung der durch die Bremsen geweckten Kräfte.

Die Summe der auf den ganzen Zug einwirkenden Schienenkräfte S verursacht eine gewisse Verzögerung der Bewegung des Zuges und veranlaßt daher, daß die ganze Zugmasse, vermöge ihrer „Trägheit“ mit konstanter Geschwindigkeit vorwärts strebend, eine Gegenkraft (Massenreaktion) äußert, welche gleich S ist, in der Fahrriichtung wirkt, und über die ganze Zugmasse gleichmässig vertheilt ist. Der Einfachheit wegen ist hier von der besonderen

stimmung von K durchgeführt. Wenn auch die im „Organ“ behandelte „graphische“ Lösung relativ einfach genannt werden kann, so wird sie doch von der oben gegebenen neuen Bestimmungsweise an Einfachheit übertroffen.

*) Sollte bei einem derartigen Versuch einige Zeit nach der Trennung der Kuppelungen doch eine Verschiedenheit in der Geschwindigkeit der genannten Wagen bemerkt werden, dann müßte daraus gefolgert werden, daß der Widerstands-Koeffizient w in diesem Falle doch nicht für alle Theile des Zuges denselben Werth hatte.

*) Schon Regierungs- und Baurath Rüppel schlägt dies vor. („Bericht über d. Verhandlg. d. Kommission“ u. s. w., Beilage VII, S. 19.)

**) „Bericht über d. Verhandlg. d. Kommission“ u. s. w., S. VII.

***) Im „Civil-Ingenieur“ 1885 (S. 332) und im „Organ f. d. F. d. E.“ 1887 (S. 47) habe ich schon die rechnerische und graphische Be-

„Trägheitswirkung“ der rollenden Massen, und weil ein erheblicher Fehler dadurch nicht begangen wird, abgesehen worden. Es entfällt somit auf den Vorderzug des gebremsten Zuges die nach vorwärts wirkende Kraft $S \left(\frac{G_v}{G} \right)$; ihr entgegen wirkt am Vorderzug in Folge der Bremsung die Kraft S_v ; folglich wird die als Zugkraft gedachte Kuppelungskraft K :

$$K = S \left(\frac{G_v}{G} \right) - S_v$$

Werden hierin die Werthe für S (Gleichung 11) und S_v eingesetzt, dann wird:

$$K = 10 \sigma (z - z_v) G_v \dots \dots \dots (12)$$

Aus einer ähnlichen Behandlung des Hinterzuges findet sich analog:

$$K = S_h - S \left(\frac{G_h}{G} \right) = 10 \sigma (z_h - z) G_h \dots (12')$$

Um ausfindig zu machen, ob K eine Zug- oder eine Druckkraft sei, muß nachgesehen werden, wann die in (12) und (12') stehenden Ausdrücke positiv oder negativ werden. Demnach ergibt sich die Regel:

K ist eine Zugkraft, wenn

$$\left. \begin{array}{l} z_v < z \text{ oder } z < z_h, \text{ also auch wenn } z_v < z_h \\ K \text{ ist eine Druckkraft, wenn} \\ z_v > z \text{ oder } z > z_h, \text{ also auch wenn } z_v > z_h \end{array} \right\} \dots (13)$$

ist. Aus dieser Regel lassen sich wichtige Folgerungen zur Erzielung einer angenommenen Vertheilung der Bremsen ableiten:

1. Ein Zug oder Zugtheil, der aus einigen ungebremsten Wagen mit einem oder einigen hinten angehängten Bremswagen zusammengesetzt ist, wird während der Bremsung in allen Kuppelungen nur Zugkräfte erleiden; eine derartig gruppirte Wagenreihe sei eine zugkräftige Bremsgruppe genannt.

2. In zwei zugkräftigen Bremsgruppen, die aneinander gekuppelt sind, werden nur Zugkräfte auftreten, wenn die Prozentzahl z_v der vordern Gruppe kleiner als jene z_h der hinteren Gruppe ist.

3. Daher wird, wenn die Druckkräfte verhindert werden sollen, die Lokomotive nicht gebremst werden dürfen.*)

4. Daher wird der letzte Wagen ein bedienter Bremswagen sein müssen.**)

*) Da infolge Bethätigung der Lokomotivbremse an einigen dieser zunächst befindlichen Bufferstellen stets Druckkräfte hervorgerufen werden, soll diese Bremse eben nur im Nothfall angewendet werden.

**) Die obligatorische Bestimmung des § 186 der „Technischen Vereinbarungen“ gestattet zwar, dass dem letzten Bremswagen noch ein Bruttogewicht gleich $N \frac{100}{z}$, wenn N das Bruttogewicht dieses Wagens ist, nachlaufe; es ist daher nicht zu empfehlen, von dieser Erlaubnis Gebrauch zu machen. Der nächste Passus des § 186 bestimmt, dass für Gefällsstrecken von $m \leq 5\text{‰}$ Gefälle und 1000 oder mehr Meter Länge der letzte Wagen ein bedienter Bremswagen sei, und weiters, dass nur „ausnahmsweise bei Güterzügen noch ein reparaturbedürftiger leerer Wagen angehängt werden kann, sofern derselbe zwar lauffähig ist, aber inmitten des Zuges nach Art seiner Beschädigung nicht eingestellt werden kann.“ Es ist wahrscheinlich, dass diese Bestimmung vor Allem deshalb erlassen wurde, um im Falle des Reissens einer der letzten Kuppelungen den abgetrennten Zugtheil noch unter der Wirkung eines Bremswagens zu haben.

5. Daher werden die Bremsprozentzahlen der hintereinander gekuppelten Gruppen eine von hinten nach vorn abfallende Reihe bilden müssen, oder dürfen nur in anstoßenden Gruppen gleiche Werthe haben.

Diesen „theoretischen“ Forderungen kommt der praktische Betrieb, wie dies die schon weiter oben erwähnten „Instruktionen“ mehrerer Bahnen beweisen, schon seit Langem nach.

Bezüglich der Ausmittlung des absoluten Werthes von K muß beachtet werden, dass dieser nach den Gleichungen (12, 12') dem Schub-Koeffizienten σ proportional ist. Dieser Koeffizient erfährt bei konstant bleibendem Bremsdrucke während des Auslaufes bekanntlich eine allmälige Steigerung; denn es ist für jede Bremsachse:

$\sigma R = \varphi D$, also $\sigma = \left(\frac{D}{R} \right) \varphi$, weshalb σ in Folge der allmäligen Zunahme von φ ebenfalls zunimmt. Der größte Werth σ_{\max} tritt daher zu Ende der Bremsung ein mit $\sigma_{\max} = \left(\frac{D}{R} \right) \varphi_1$; nun ist nach früher das Verhältnis $\left(\frac{D}{R} \right) = \frac{f}{\varphi_1}$ einzuhalten, weshalb $\sigma_{\max} = f$ wird; dessen größter, unter gewöhnlichen Verhältnissen geltender Werth, mag wieder mit 0.2 eingeführt sein. Somit rechnet sich der größte Werth der Kuppelungskraft K nach Einsetzung von $\sigma = 0.2$ in die Gleichungen (12) und (12') mit:

$$K = 2 (z - z_v) G_v = 2 (z_h - z) G_h \dots \dots (12'')$$

Die Gleichungen (12), (12') und (12'') beruhen auf der Behauptung, daß behufs der Bestimmung der Kraft K die Kräfte W und M außer Betracht gelassen werden dürfen; sollte die Richtigkeit dieser Behauptung angezweifelt werden, dann mag noch folgende Behandlung dieser Aufgabe Beachtung finden.

Durch alle im Zuge herrschenden Kräfte ($S + W - M$) wird in dessen ganzer Masse eine gewisse Verzögerung verursacht, welche infolge der „Trägheit“ der Masse die Aeussierung einer gleich grossen, gleichmässig über alle Zugtheile vertheilten Gegenkraft, die nach vorwärts strebt, zur Folge hat. Der dem Vorderzuge zukommende Theil dieser Gegenkraft ist also $(S + W - M) \left(\frac{G_v}{G} \right)$; diese Kraft wirkt also nach vorwärts. Die Resultante der übrigen am Vorderzug herrschenden Kräfte ($S_v + W_v - M_v$) wirkt dagegen nach rückwärts. Mithin rechnet sich die Kraft K aus:

$$K = (S + W - M) \frac{G_v}{G} - (S_v + W_v - M_v).$$

Werden die Glieder anders gesetzt, so wird:

$$K = \left(S \frac{G_v}{G} - S_v \right) + \left(W \frac{G_v}{G} - W_v \right) - \left(M \frac{G_v}{G} - M_v \right)$$

Nun ist nach den Ausdrücken für die Grössen W und M :

$$W_v : W = G_v : G, \text{ also } W_v = W \frac{G_v}{G},$$

$$M_v : M = G_v : G, \text{ also } M_v = M \frac{G_v}{G},$$

folglich vereinfacht sich der Ausdruck für K auf:

$$K = S \frac{G_v}{G} - S_v,$$

welche Gleichung auch früher erhalten wurde.

Nach der rechnerischen Ermittlung der Kraft K empfiehlt es sich noch eine graphische Bestimmung derselben zu besprechen; eine solche läßt alle Kuppelungskräfte eines gebremsten Zuges auf einmal überschauen und ermöglicht diesbezügliche Aufgaben mit wenigen Linien sofort zu lösen.

In Fig. 6 ist eine derartige Konstruktion durchgeführt worden; für dieselbe wurde ein Zug mit 9 Fahrbetriebsmitteln (Lokomotive, Tender, 4 Wagen und 2 Bremswagen, die in der eingeschriebenen Reihenfolge eingestellt seien), angenommen. Auf der Wagerechten ac wurden Strecken, die dem Gewichte der Fahrbetriebsmittel proportional sind, in derselben Ordnung aneinander gereiht, wie die betreffenden Betriebsmittel. Daneben sind auf der durch c gezeichneten Lothrechten Strecken $1'2'$, $4'5'$, $7'8'$ abgetragen worden, welche den Bremswerthen der mit Bremsen be-

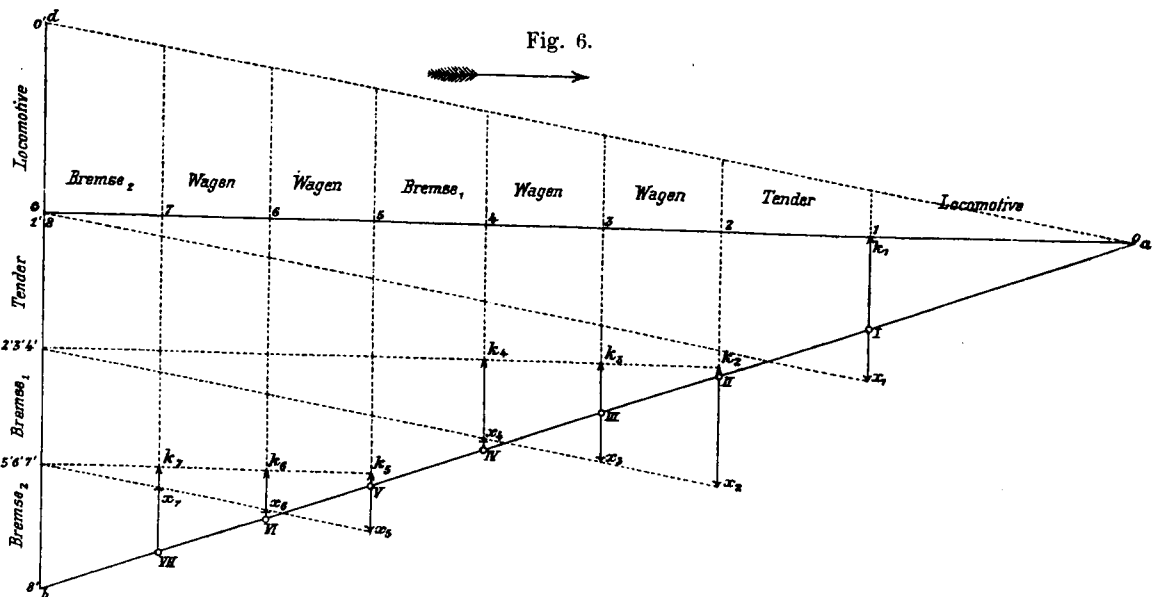
selben Maaßstabes zu bestimmen, in welchem cb als die Summe S der Schienenkräfte gilt.

Nun ist nach (11) $S = 10 \cdot z \cdot G$ und im Maximum $= 10 f z G$, also rechnen sich die grössten Kuppelungskräfte aus den Proportionen:

$$\begin{aligned} K_1 : 10 f z G &= I k_1 : b c, \text{ daher } K_1 = \left(\frac{10 f z G}{b c} \right) \cdot I k_1 \\ K_2 : 10 f z G &= II k_2 : b c, \text{ daher } K_2 = \left(\frac{10 f z G}{b c} \right) \cdot II k_2 \end{aligned} \quad (14^*)$$

u. s. w.

Die Fig. 6 soll noch benützt werden, um anschaulich zu machen, welche Veränderung in den Kuppelungskräften des betrachteten Zuges infolge des Eingreifens der Lokomotivbremse verursacht wird. Die Strecke dc versinnliche den Bremswerth der Lokomotive in demselben Maaßstab, der zur Darstellung der Bremswerthe der übrigen Bremsen benützt wurde. Nun werden durch die Punkte $1'$, $2'3'4'$, $5'6'7'$ Gerade parallel zu da gezogen bis zu den Durchschnitten mit den analog bezeichneten



dienten Fahrbetriebsmittel 12 , 45 , 78 , daher auch den durch diese Bremsen geweckten Schienenkräften proportional sind. Mithin stellt $1'8'$ die Summe S aller Schienenkräfte dar. Durch die Punkte $1'$, $2'$, $5'$, sind hierauf Wagerechte gezogen worden bis zum Durchschnitte mit den durch die analog bezeichneten Punkte der Geraden ac gezeichneten Lothrechten, in den Punkten k_1 , k_2 , k_3 ; ähnlich wurden auch die Durchschnittspunkte der durch die analog bezeichneten Punkte 3 , 4 , 6 , 7 und $3'4'6'7'$ gezeichneten Lothrechten, bzw. Wagerechten mit k_3 , k_4 , k_6 , k_7 benannt. Die Lothrechten treffen die Verbindungsgeraden ab in den Punkten I , II , III bis VII ; dann stellen die lothrechten Strecken $I k_1$, $II k_2$ bis $VII k_7$ die Grösse der an den betreffenden Kuppelungen, bzw. Buffern 1 , 2 bis 7 entstehenden Kräfte dar. Liegt die Kraftstrecke oberhalb ab , dann bedeutet sie eine Zugkraft; liegt sie unter der Geraden ab , dann bedeutet sie eine Druckkraft. Die Richtigkeit dieser Behauptung ist aus der Gleichung $K = S \left(\frac{G_v}{G} \right) - S_v$ leicht erbracht.

Die absoluten Werthe dieser Kräfte sind mittelst des-

Lothrechten $1I$, $2II$ bis $7VII$ in den Punkten x_1 , x_2 bis x_7 , dann geben die Strecken $I x_1$, $II x_2$ bis $VII x_7$ die Werthe der nunmehrigen Kuppelungskräfte an. An mehreren Stellen, wo früher Zugkräfte wirkten, treten nunmehr Druckkräfte auf; daher sollte die Lokomotivbremse nur im Nothfall angewendet werden, um eine Steigerung der Wirkung aller Zugbremsen, welche für das normale Anhalten hinreichen soll, zu veranlassen.

7. Nachträgliche Bemerkungen.

Während der Drucklegung des obigen Aufsatzes erschien im „Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwesens“ 1889, II. u. III. Heft (S. 72 u. 113), ein von Rüppell, Regierungs- und Baurath zu Köln a. Rh., verfaßter „Bericht

*) Das in Figur (6) dargestellte Verfahren ist so einfach, daß es selbst im praktischen Betrieb in zweifelhaften Fällen Anwendung finden könnte, wenn zur raschen Auftragung der den Gewichten und Bremswerthen proportionalen horizontalen, bzw. vertikalen Strecken ein kariertes Papier benützt würde; das Ziehen einer schiefliegenden Geraden, wie ab , würde die relative Grösse der Kuppelungskräfte, bzw. Bufferkräfte sofort erkennen lassen, ohne weiters eine Rechnung anstellen zu müssen.

über die Vorarbeiten des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen zur Feststellung der erforderlichen Anzahl von Bremsen in einem Zuge.“ Dieser Bericht veranlaßt mich, hier einige Bemerkungen nachzutragen.

Mittelwerth φ_m . Aus den Ergebnissen der zahlreichen, unter Leitung des Eisenbahn-Direktors Wichert in Berlin durchgeführten Versuche über die Reibung zwischen Klotz und Rad wurde die Formel für den Koeffizienten φ mit

$$\varphi = \varphi_1 \frac{1 + \alpha \cdot y}{1 + \beta \cdot y} \dots \dots \dots (15)$$

entwickelt; hierin ist y die Geschwindigkeit in Metern in der Sekunde, α und β sind Erfahrungskonstante mit den Werthen $\alpha = 0.0112 \times 3.6 = 0.04032$ und $\beta = 0.0600 \times 3.6 = 0.21600$, und φ_1 bedeutet den für $y = 0$ (Ruhe) geltenden Werth des Koeffizienten φ ; er ist für günstige Verhältnisse (trockene Flächen) gleich 0.450, für ungünstige Verhältnisse (nasse Flächen) gleich 0.250 zu setzen.

Rüppell berechnet nach dieser Formel für φ dessen Mittelwerth φ_m für die Dauer des Auslaufes nach der richtigen Gleichung $\varphi_m = \frac{1}{s} \int_0^s \varphi dx$. Die Ergebnisse dieser Berechnung unter Zugrundelegung von $\varphi_1 = 0.25$ sind:

Für $v = 0 \quad 10 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 70 \quad 80 \quad 90 \text{ km.p.St.}$
ist $\varphi_m = 0.25, 0.201, 0.164, 0.142, 0.128, 0.117, 0.109, 0.103, 0.098, 0.093$. *)

Bei dieser Ermittlung wurde nur der Bremswiderstand in Rechnung gezogen, ohne daß der Einfluß des Zugwiderstandes und jener der Schwerkraft auf die Bewegung berücksichtigt wurde.

Bei der Wichtigkeit der Kenntnis der möglichst genauen Werthe φ_m halte ich es für nothwendig, doch alle diese Einflüsse zu beachten, was nach folgendem Rechnungsgang geschehen kann.

In der Gleichung (1) meines Aufsatzes

$$\Sigma_b B = \left(\frac{1000 G}{g} + \Sigma \mu \right) \frac{-y dy}{dx} - W + m G \dots \dots (1)$$

möge für $\left(\frac{1000 G}{g} + \Sigma \mu \right)$ der Buchstabe M gesetzt und mögen bekannte Einsetzungen vorgenommen werden, dann ergibt sich vorerst:

$$1000 \varphi D_b = M \frac{-y dy}{dx} - w G + m G.$$

Daraus wird wegen

$$D_b = \frac{\zeta}{100} G, \quad \varphi = \varphi_1 \frac{1 + \alpha \cdot y}{1 + \beta \cdot y}, \quad w = \kappa + \lambda y^2$$

nach einiger Umformung

$$G \left(10 \zeta \varphi_1 \frac{1 + \alpha \cdot y}{1 + \beta \cdot y} + \kappa + \lambda y^2 - m \right) \cdot dx = - M y dy$$

also

$$dx = - \frac{M y (1 + \beta y) dy}{G A},$$

$$A = 10 \zeta \varphi_1 (1 + \alpha y) + (\kappa - m + \lambda y^2) \cdot (1 + \beta y).$$

Demnach wird

$$\varphi \cdot dx = \varphi_1 \frac{1 + \alpha y}{1 + \beta y} dx = - \varphi_1 \frac{M y (1 + \alpha y) dy}{G A}.$$

Wegen $s = \int_0^s dx$ und $\varphi_m \cdot s = \int_0^s \varphi \cdot dx$ wird endlich:

*) Es sind dies dieselben Werthe, die schon oben nach der Formel (V) angeführt wurden.

$$\varphi_m = \varphi_1 \cdot \frac{\int_0^c \frac{y (1 + \alpha y)}{A} \cdot dy}{\int_0^c \frac{y (1 + \beta y)}{A} \cdot dy} \dots \dots \dots (16)$$

Die rechnerische Entwicklung obiger Integrale ist wohl nur nach Einsetzung numerischer Werthe für alle Größen (außer y) möglich und selbst da äußerst umständlich und mühsam, doch ist die graphische Lösung mit einer für den praktischen Zweck hinreichenden Genauigkeit möglich und weit weniger langwierig. Diese Methode soll hier aber nicht ausgeführt werden.

Doch will ich noch eine angenäherte rechnerische Lösung zeigen, für welche zur Vereinfachung der Zugwiderstand als konstanter Werth $w_m G$ eingesetzt werde. Der Ausdruck A geht dann über in:

$$A = 10 \zeta \varphi_1 (1 + \alpha y) + (w_m - m) (1 + \beta y)$$

$$A = a + b \cdot y,$$

worin die Größen a und b bedeuten:

$$a = (10 \zeta \varphi_1 + w_m - m) \text{ und } b = (10 \zeta \varphi_1 \alpha + w_m \beta - m \beta)$$

Dann rechnet sich das Integral:

$$\int_0^c \frac{y (1 + \alpha y)}{a + b y} dy = \frac{\alpha c^2}{2 b} + \left(\frac{1}{b} - \frac{\alpha a}{b^2} \right) c - \left(\frac{a}{b} - \frac{\alpha a^2}{b^2} \right) \frac{1}{b} \log_n \left(\frac{b}{a} c + 1 \right).$$

Analog rechnet sich das zweite Integral und schliesslich:

$$\varphi_m = \varphi_1 \cdot \frac{\alpha c^2 + 2 \left(1 - \alpha \frac{a}{b} \right) \left[c - \frac{a}{b} \log_n \left(\frac{b}{a} c + 1 \right) \right]}{\beta c^2 + 2 \left(1 - \beta \frac{a}{b} \right) \left[c - \frac{a}{b} \log_n \left(\frac{b}{a} c + 1 \right) \right]} \dots (17)$$

Für die maßgebenden Werthe von $m = 0$ bis 40^0_{00} und $v = 10$ bis 90 km in der Stunde muß gerechnet werden:

1. Die Prozentzahl ζ nach Gleichung (1), worin für φ_m und w_m die von Rüppell angegebenen Werthe gesetzt werden; die empirische Formel $w_m = 2.5 + 0.0006 \cdot v^2$ ergibt folgende Werthe hiefür:

Für $v = 0 \quad 10 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 70 \quad 80 \quad 90 \text{ km i. d. Stde.}$
ist $w_m = 2.5, 2.56, 2.74, 3.04, 3.46, 4.00, 4.66, 5.44, 6.34, 7.36 \text{ kg f. l. t.}$

2. Darnach berechnen sich für zusammengehörige Werthe von m und v die Größen a , b , $\frac{a}{b}$ und $\frac{b}{a}$, hierbei werde $\varphi_1 = 0.25$ genommen.

3. Endlich ergeben sich durch Einsetzung dieser Werthe in Gleichung (17) und Beachtung von $c = \frac{v}{3.6}$ die definitiven Werthe von φ_m ; diese werden nunmehr nicht bloß nach der Geschwindigkeit v , sondern auch nach m variiren.

Praktische Prozentformel. Die von Rüppell angeführten drei Grundlagen für die Aufstellung einer praktischen Prozentformel („Organ“ S. 120) veranlassen mich, die im 5. Kapitel angedeutete Entwicklung nunmehr zu versuchen. Diese drei Grundlagen sind:

	A	B	C
Für die Geschwindigkeit	$v = 40$	$v = 90$	$v = 25 \text{ km i. d. Stde.}$
und das Gefälle mit	$m = 5$	$m = 5$	$m = 25^0_{00}$
wird verlangt, daß	$z = 12.5$	$z = 55-60$	$z = 25\% \text{ betrage.}$

Rüppell rechnete nach Aufstellung der Formel die in diesen drei Fällen erhaltenen Auslaufwege ($s + 1.5 \cdot v$) aus mit 546, 729 und 202 m. Behufs Prüfung der Zahl 729

benütze ich Gleichung (II') und $w_m = 2.5 + 0.0006 \cdot v^2$ und habe aus:

$$55 = \frac{1}{\sigma_m} \left[\frac{0.414 \cdot 90^2}{s} + \frac{5 - 7.36}{10} \right]$$

s auszurechnen. Nun ist zuvor $\sigma_m = \varphi_m \cdot \frac{f}{\varphi_1} = 0.093 \cdot \frac{0.20}{0.25} = 0.0744$, somit wird $s = 774.8^m$.) Wird noch die Bereitschaftsdistanz mit $1.5 v = 1.5 \times 90 = 135$ hinzugefügt, dann wird der ganze Auslaufweg $s_1 = 909.8^m$.) Lassen wir in den Fällen A und B die Wege 580 und 880^m zu, dann rechnet sich aus den Gleichungen:

$$\tau + 40 \cdot \psi = 580 \text{ und } \tau + 90 \cdot \psi = 880, \tau = 340 \text{ und } \psi = 6.0, \\ \text{mithin } \psi' = \psi - \delta = 6.0 - 1.5 = 4.5 \dots (18)$$

Die Befriedigung der Forderung in C führt uns dann auf die Konstante ρ zufolge der Gleichung:

$$25 = \frac{1}{\sigma_m} \left[\frac{0.414 (v + \rho \cdot m)^2}{s} + \frac{m - w_m}{10} \right]$$

Hierin ist $\sigma = 0.153 \times \frac{0.20}{0.25} = 0.122$, $w_m = 2.5 + 0.0006 \cdot 25^2 = 2.875$, $s = \tau + \psi' \cdot v = 340 + 4.5 \times 25 = 452.5$ und $m = 25$, wornach sich ergibt:

$$\rho = 0.21 \dots \dots \dots (18')$$

Die definitive praktische Formel könnte somit lauten:

$$z = \frac{1}{\sigma_m} \cdot \left[\frac{0.414 (v + 0.21 m)^2}{(340 + 4.5 v)} + \frac{m - w_m}{10} \right] \dots (19)$$

Für die obigen drei Fälle würden sich daraus folgende Prozente ergeben:

Für den Fall	A	B	C
vorerst $\sigma_m =$	0.102	0.074	0.122
und $z =$	14.6	59.0	25.0 %

welche Zahlen mit den geforderten sehr nahe stimmen.

Da für $m = 0$ und $v = 16.3^{\text{km}}$ die Zahl $z = 0$ wird, so würde sie für noch kleinere Geschwindigkeiten sogar negativ werden. Es erscheint daher zweckmäßig, die ergänzende Bestimmung, „daß z in keinem Falle weniger als 6 betragen dürfe“, aufzunehmen, wie diese von den Aufstellern der Vereinsformel vorgeschlagen wurde.

Bedeutung des Koeffizienten f der Vereinsformel. Herr Rüppell führt an („Organ“ S. 119), der Vereinsformel liege die Annahme zu Grunde, „daß der zur Anwendung kommende Bremsklotzdruck gleich dem Schienen-

*) Unter Zugrundelegung eines größeren Werthes für f würden s und s_1 merklich kürzer ausfallen, wo hingegen φ_1 ohne Einfluß ist, da sich mit ihm φ_m im gleichen Verhältnisse ändert.

druck der betreffenden Achse sei“; er hebt aber noch hervor, daß diese Annahme in Wirklichkeit nicht allgemein zutrefte, sondern daß gewöhnlich ein geringerer Klotzdruck angewendet werde. Und doch wird die Vereinsformel beibehalten. Dieser Vorgang soll geprüft werden.

Der in meinen Formeln II und II' vorkommende Koeffizient σ_m ist bekanntlich gleich $\left(\frac{\mathfrak{D}}{\mathfrak{N}} \right) \varphi_m$, er würde also für $\mathfrak{D} = \mathfrak{N}$ gleich dem Mittelwerth φ_m , der mit dem Koeffizienten f der Vereinsformel identisch ist. Die folgende Untersuchung wird aber zeigen, daß im Falle $\mathfrak{D} = \mathfrak{N}$ der Koeffizient φ_m nicht mehr nach der früheren Formel $\varphi_m = \frac{1}{s} \cdot \int_0^s \varphi dx$ gerechnet werden darf, weil in diesem Falle \mathfrak{D} nicht bis zum Stillstand aufrechterhalten werden kann.

Da $f = 0.20$ und $\varphi_1 = 0.25$ (nach Rüppell), ist bei $\mathfrak{N} = \mathfrak{D}$ die Adhäsion $f \mathfrak{N}$ kleiner als der Bremswiderstand $\varphi_1 \mathfrak{D}$, der sich am Ende einstellen würde, wenn \mathfrak{D} bis dahin bei fortrollenden Rädern wirken könnte. Zuzufolge der Beziehung $f \mathfrak{D} < \varphi_1 \mathfrak{D}$ gelangen die Räder schon vor dem Stillstand an die Rollgrenze, etwa in a (Fig. 4) nach dem Wege $a_0 a = x_a$, wenn der gerade herrschende Werth von φ gleich f ist, weil dieser den Gleichungen $\mathfrak{N} = \mathfrak{D}$ und $f \mathfrak{N} = \varphi_a \mathfrak{D}$ entspricht. Von dieser Stelle an muß, um die Räder an der Rollgrenze zu erhalten, der Druck \mathfrak{D} allmählich reduziert werden, der Bremswiderstand bleibt bis zum Stillstand in der Höhe $\varphi_a \mathfrak{D} = f \mathfrak{D}$.

Somit rechnet sich der Mittelwerth des Bremswiderstandes aus der Gleichung:

$$\varphi'_m \mathfrak{D} s = \int_0^{x_a} \varphi \mathfrak{D} dx + f \mathfrak{D} (s - x_a),$$

daraus wird schließlich

$$\varphi'_m = \frac{1}{s} \cdot \int_0^{x_a} \varphi \cdot dx + f \left(1 - \frac{x_a}{s} \right) \dots \dots (20)$$

Der Unterschied des Werthes für φ_m nach der früheren Formel $= \frac{1}{s} \cdot \int_0^s \varphi dx$ und des Werthes für φ'_m nach (20) ist um so größer, je mehr $\left(\frac{f}{\varphi_1} \right)$ von der Einheit abweicht; er würde nur verschwinden, wenn einmal $f = \varphi_1$ wäre.

Die Ausrechnung des genauen Werthes φ'_1 ist aber noch mühsamer als jene von φ_m ist, sie müßte aber, sofern die Annahme $\mathfrak{D} = \mathfrak{N}$ der Rechnung zugrunde gelegt wird, doch durchgeführt werden, wenn die Formel für z auf theoretisch richtiger Basis stehen soll.

Ueber Kettenförderungen.

Vortrag, gehalten am 24. Jänner 1889 in der Fachgruppe der Berg- und Hüttenmänner des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines in Wien von Adolf Gstöttner, k. k. Bau- und Maschinen-Inspector.

(Mit Zeichnungen auf Taf. XVIII—XXI.)

Nach statistischen Aufzeichnungen betrug die Kohlen-Production im Jahre 1887 in Oesterreich an:

Steinkohle	77,961.509 q
Braunkohle	115,731.725 q

und sie wird auch im verflossenen Jahre kaum hinter diesen Zahlen zurückgeblieben sein.

Der Transport dieser bedeutenden Massen von den Produktionsstellen an die Orte ihrer Verwendung nimmt

nicht nur ober Tage unsere Verkehrsmittel in hohem Maße in Anspruch, sondern es ist klar, daß auch in den Gruben Einrichtungen getroffen sein müssen, welche diesen Massentransport rasch, sicher und thunlichst billig bewerkstelligen lassen. Bedenkt man, daß eine etwas bedeutendere Kohlengrube jährlich zwei, drei und auch mehrere Millionen Meter-Centner Kohle erzeugt, welche Produktion schon einer Förderung von 70—100 Waggonen

täglich gleichkommt, und daß diese erzeugten Mengen von der Gewinnungsstelle (dem Abbaue) in der Grube häufig durch kilometerlange Förderstrecken oder Stollen zum Schachte, beziehungsweise zu Tage gebracht werden müssen, so ist es, ohne viel zu rechnen, einleuchtend, daß für die Bewältigung solcher Massen auf größere Entfernungen von der kostspieligen Menschenkraft abgesehen, und zu anderen Hilfsmitteln gegriffen werden muß.

Man benützt daher die Pferde-, Lokomotiv- und maschinelle Förderung und in neuester Zeit auch bereits die Elektrizität*) für diesen Zweck.

Ueber die Förderkosten nach den verschiedenen Systemen werde ich später noch sprechen; ich will vorerst nur erwähnen, daß die Pferde- und Lokomotiv-Förderung in der Grube größere Querschnittsdimensionen der Strecken, als solche sonst üblich sind, erfordert, daß die Niveauveränderungen durch das häufig vorkommende Blähen der Sohle auf die Leistung nachtheilig einwirken, und daß insbesondere die Lokomotiv-Förderung eine vorzügliche Ventilation der Grube bedingt.

Ueber die Anwendung der Elektrizität für die Grubenförderung liegen noch wenig Erfahrungen vor, dagegen erfreut sich die maschinelle Förderung, d. i. die Seil- und Ketten-Förderung, und von diesen insbesondere das letztere System, sowohl in der Grube als auch ober Tage, wo größere Mengen auf längeren Strecken befördert werden müssen, einer immer allgemeineren Anwendung.

Bei Benützung des Seiles kommen dreierlei Methoden in Anwendung, und zwar:

1. die Förderung mit Seil und Gegenseil,
2. „ „ mit Vorder- und Hinterseil,
3. „ „ mit Seil ohne Ende.

Die erstere Methode ist einfach wirkend, ebenso die zweite, bei welcher das Hinterseil am Ulm oder in der Sohle der Strecke, oder durch Seitenstrecken zur Betriebsmaschine zurückgeleitet wird; doch kann diese Methode bei Anlage doppelter Geleise auch doppelwirkend eingerichtet sein.

Die Förderung mit Seil ohne Ende, wobei das Seil am Boden zwischen den Schienen läuft, ist an und für sich doppelwirkend und kann, wenn das Seil schwebend angeordnet ist, der Betrieb ebenso wie bei der Förderung mit schwebender Kette geführt werden.

Bei der Kettenförderung steht heute fast nur die Methode der schwebenden Kette ohne Ende in Anwendung, wobei die Kette von den Wagen, welche nicht zu einem Zug vereinigt sind, sondern in bestimmten Entfernungen von einander laufen, getragen wird.

Die eine, wie die andere dieser Fördermethoden hat ihre Vor- und Nachtheile.

So erfordert die Seilförderung meist nur ein Geleise, höchstens mit einer Ausweiche, daher schmalere Strecken und einen geringeren Wagenpark; auch können bei der Seilförderung, jene mit schwebendem Seile ausgenommen,

Krümmungen von größerem Halbmesser und beliebiger Länge durchfahren werden.

Die Herstellungskosten für Seilförderanlagen sind im Allgemeinen wesentlich geringer, als für gleichleistungsfähige Kettenförderanlagen; dagegen sind die Betriebskosten infolge des großen Seilverschleißes hoch und die Betriebsstörungen durch die häufigen Seilbrüche lästig; endlich ist die Befestigung der Wagen an den Seilen, insbesondere bei der Förderung mit schwebendem Seile schwierig.

Die Seilförderung erfordert auch größeren Raum für die An- und Abschlageorte, da die leeren, wie die vollen Wagen meist nur zugweise laufen, daher vor dem Abgehen rangirt werden müssen; ein Uebelstand, welchen auch die Pferde- und Locomotivförderung mit diesem Systeme gemein hat.

Die Förderung mit der schwebenden Kette erfordert durchwegs doppeltes Geleise, breitere Strecken und eine größere Anzahl von Förderwagen als die einfach wirkende Seilbahn, sie ist daher auch namhaft kostspieliger in ihrer Anlage. Dagegen sind als beachtenswerthe Vortheile dieses Systems hervorzuheben: die geringe Fördergeschwindigkeit (0.4—0.6 m per 1 Sec.) und infolge dessen die geringe Abnutzung der einzelnen Theile, ferner die gleichmäßige Belastung der Kette, die Vermeidung von Wagenanhäufungen an den Streckenenden, die große Leistungsfähigkeit, welche in den seltensten Fällen vollkommen ausgenützt wird, endlich die Einfachheit des Betriebes und die geringen Betriebskosten.

Ein weiter nicht zu unterschätzender Vortheil der Kettenförderung liegt auch darin, daß größere Steigungen und Gefälle überwunden werden können, und daß bei größeren Gefällen (Bremsbergen) die Ueberlast zum weiteren Transporte auf horizontalen Strecken ausgenützt werden kann, wie dies z. B. bei der Kettenförderanlage im Mayrauschachte zu Kladno und an anderen Orten (Saarbrücken) der Fall ist, wodurch ein Betriebsmotor erspart oder dieser mindestens entlastet wird.

Diese Eigenschaften der Fördermethode mit schwebender Kette haben auch zur immer größeren Anwendung derselben Anlass gegeben und es ist konstatiert, daß an vielen Orten bestehende Seilförderungsanlagen nach und nach auf Kettenförderungen umgebaut wurden, und daß Neueinrichtungen nur nach diesem Systeme mehr ausgeführt werden.

Es soll daher auch nicht länger bei der Seilförderung verweilt, sondern zur Besprechung einiger Kettenförderungsanlagen übergegangen werden; zum Schlusse sollen über die Betriebskosten und insoweit es möglich ist, auch über Anlagekosten einige Mittheilungen folgen.

Ausgedehnte Anwendung findet die Kettenförderung in Saarbrücken, Zwickau*) und in anderen grossen Kohlen-

*) Jahrbuch für das Berg- und Hüttenwesen im Königreich Sachsen 1886 und 1888. Diese Kettenförderanlagen mit selbstthätigen und äusserst verlässlich arbeitenden Weichen auf dem Forstschachte und dem Wilhelm I-Schachte zu Oberhondorf bei Zwickau, waren von dem Vortragenden gelegentlich einer Instruktionsreise im Jahre 1887 besichtigt worden und wurden von ihm in seinem Vortrage an der Hand von erläuternden Zeichnungen besprochen.

*) Steinkohlengrube C. Paulus und Hohenzollern bei Beuthen in Oberschlesien (Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate. Band XXXII.)

revieren Deutschlands und Belgiens, wo sie sowohl als Beförderungsmittel in der Grube selbst, als auch ober Tage zum Transporte der geförderten Kohle nach dem Verladerrampen, Kohlenwäschen und Kokereien, zur Abfuhr der Asche aus den Kesselhäusern, der Berge aus den Wäschen etc. etc. dient, und mitunter ganz bedeutende Steigungen zu überwinden hat.

Eine interessante Kettenförderanlage existiert seit mehr als einem Jahre im Mayrauschachte zu Kladno. Dieselbe wurde nach vielfachen und gründlich durchgeführten Versuchen, behufs Ermittlung der Reibungswiderstände bei den Wagen und der Kette vom Ober-Ingenieur Joh. Karlik entworfen und von der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Breitfeld, Daněk & Comp. in Prag ausgeführt.

Diese Anlage bietet insofern Interesse, als bei derselben weder ein Dampf-, Luft-, Wasser- oder Elektromotor für den Betrieb vorhanden ist, sondern lediglich nur die Ueberlast eines Kettenbremsberges hiefür ausgenützt wird.

Die Grubenkarte (Fig. 1, Taf. XVIII) gibt eine Situation dieser Anlage, deren Aufgabe darin besteht, die erhaute Kohle aus den oberhalb der sogenannten fünften Parallele und aus den westlich vom Bremsberge oberhalb der Grundstrecke gelegenen Abbauen zum Füllorte des Förderschachtes zu bringen.

Zu diesem Zwecke zweigt von der, in 525 m Tiefe aus dem Förderschachte gegen Westen getriebenen Hauptförderstrecke, in einer Entfernung von etwa 300 m vom Schachte, der Bremsberg unter einem rechten Winkel ab und erreicht bei einem durchschnittlichen Ansteigen von 18° oder 160 mm per 1 m in einer flachen Länge von 560 m und einer senkrechten Höhe von 90 m über der Grundstrecke die fünfte Parallele.

Hier am Kopfe des Bremsberges (Fig. 3) befindet sich die Bremsmaschine, bestehend aus einer auf Eisentraversen vertikal gelagerten Welle, auf welcher zwei Kettenscheiben und die Bremsvorrichtung befestigt sind. Von diesen beiden Kettenscheiben dient die eine zur Aufnahme der über den Bremsberg laufenden Kette, während die andere von der in die fünfte Parallele führenden Kette umschlungen ist. Die Geleise des Bremsberges sind keineswegs mit einem ganz gleichmässigen Gefälle, sondern unter Ausgleichung der bedeutendsten Buckel nach dem Verflachen des Flötzes gelegt. Die Kettenscheibe, welche von der 23 mm starken Bremsbergkette nur auf der halben Peripherie umfasst wird, ist von Gußeisen und im Gegensatz zu allen übrigen Kettenscheiben dieser Anlage ohne Holzbelag ausgeführt, weil das festeste amerikanische Holz bei der vorhandenen Kettenspannung sich nicht widerstandsfähig genug erwiesen hat. Ueber den Kettenscheiben befindet sich die mittelst Handrad und Zahnrad vorgelegte zu bethätigende Bandbremse und am Fuße des Bremsberges auf einer, in der Sohle der Hauptförderstrecke fix gelagerten, vertikalen Welle die Gegenscheibe, um welche die Kette $1\frac{1}{2}$ mal geschlungen ist.

Außer der Gegenscheibe sind auf dieser Welle noch zwei Kettenscheiben aufgekeilt, welche für den Betrieb der

Kettenbahn auf der Hauptstrecke, und zwar einerseits von den westlichen Abbauen bis zum Bremsberge, und anderseits von hier bis zum Füllorte zu dienen haben. Von diesen beiden Linien ist die letztere von ca. 300 m Länge bereits im Betriebe, während die Förderung aus der westlich vom Bremsberge gelegenen Hauptstrecke erst eingeleitet werden wird. —

Mit Ausnahme der nothwendigen Führungsrollen an der Decke sind bei der ganzen Anlage keine Kettentragrollen, selbst auf der Bremsberglinie nicht in Anwendung.

Für die entsprechende Leitung der Kette auf den Scheiben sind starke eiserne Federn als Abweiser angebracht.

Im westlichen Ulm des Bremsberges ist eine Kettenspannvorrichtung in der allgemein üblichen Anordnung eingebaut. Durch diese Vorrichtung wird die Kette über eine, in einer Gabel gelagerten Scheibe geführt, die in einen horizontalen Rahmen mittelst Kette und Schraube nach Bedarf gespannt werden kann.

Zur Förderung aus der fünften Parallelstrecke dient, wie schon früher erwähnt, die zweite Kettenscheibe an der Bremsmaschine, über welche eine 18 mm starke Kette $1\frac{1}{2}$ mal geschlungen, und dann bis zu der etwa 180 m entfernt aufgestellten Gegenscheibe geführt wird, welche so, wie die Gegenscheibe auf der Hauptstrecke nächst dem Förderschachte in der eben beschriebenen Anordnung als Spann-scheibe konstruiert ist.

Beim Betriebe dieser Förderanlage ist hauptsächlich darauf zu sehen, daß die Entfernungen der Wagen genau eingehalten werden, da ja für den Betrieb der horizontalen Strecken sowohl, als des Bremsberges, stets eine gewisse Anzahl beladener Wagen über diesen nach abwärts gehen muss. Es sind daher sowohl an den Anfangs- als an den Endstationen elektrische Glockensignale angebracht, welche nach einer bestimmten Entfernung des Wagens von der Ausgangsstation durch Herstellung eines elektrischen Kontaktes das Zeichen geben, daß ein Wagen unter die Kette einzustossen ist.

So bewegen sich auf der fünften Parallelstrecke und auf dem Bremsberge die Wagen in Entfernungen von 20 zu 20 m und auf der Hauptförderstrecke mit Rücksicht darauf, daß am Fuße des Bremsberges die Förderung aus dem westlichen Revier sich zugesellt, in Intervallen von 15 zu 15 m zum Füllorte und ebenso retour.

Für die gute und verlässliche Funktionierung einer Kettenförderanlage sind neben einer exakt gelegten Bahn auch gut konstruierte Wagen nothwendig, welchen Bedingungen bei der eben besprochenen Anlage in vollstem Maße entsprochen ist.

Die hier in Verwendung stehenden Wagen sind ganz von Eisen. (Fig. 5—8, Taf. XXI). Die blechnen Kästen sind auf Gußstahlrahmen verschraubt, welche die Achsenlager tragen. Letztere sind lange, hohle zylindrische Büchsen, die an den Rahmen angegossen und in der Mitte derart erweitert sind, daß sie eine gewisse Menge halbkonsistenter Schmiere, die durch eine Oeffnung in die Büchse eingepresst wird, aufzunehmen vermögen. Um Verlusten von Schmiermaterial

vorzubeugen, wird diese Oeffnung durch einen Schraubenbolzen geschlossen. Ein solcher Wagen hat ein Eigengewicht von 325 kg und einen Fassungsraum für 600 kg Steinkohle. Die Räder besitzen im Laufkranze 310 mm, die Achsen 38 mm Durchmesser. Die Kosten für einen solchen Wagen stellen sich auf fl. 86.

Es soll nun noch kurz auf die oben erwähnten Versuche zurückgekommen werden.

Dieselben wurden vom Ober-Ingenieur G. Karlik mit dem Dynamometer abgeführt und damit die Reibungswiderstände und Zugkräfte direkt abgemessen.

So wurde gefunden, daß die Zugkraft für einen Wagen von den früher erwähnten Dimensionen im leeren Zustande, inklusive 20 m Kette, bei 0.6 m Geschwindigkeit auf horizontaler, gerader Bahn 7 kg, im beladenen Zustande 18 kg, somit für ein Wagenpaar 25 kg, d. i. rund 2% des Bruttogewichtes beträgt, wofür bei der weiteren Berechnung mit Rücksicht auf die Rollenreibung, Kettensteifigkeit etc. der Sicherheit halber 27 kg genommen wurden.

Die Zugkraft über den Bremsberg wurde bei gleicher Geschwindigkeit für einen leeren Wagen mit 83.8 kg, für einen vollen mit 151.7 kg gefunden.

Nachdem nun der Bremsberg eine flache Länge von 560 m besitzt und die Wagen in 20 m Entfernung voneinander laufen, so werden stets $\frac{560}{20} = 28$ volle und ebenso

viele leere Wagen sich auf dem Bremsberge befinden, und nach dem ferner der Kraftüberschuß eines vollen Wagens gegenüber einem leeren Wagen

$$151.7 - 83.8 = \text{rund } 68 \text{ kg}$$

beträgt, so wird auf dem ganzen Bremsberge ein Ueber-
schuß an Zugkraft von $68 \times 28 = 1900 \text{ kg}$ gewonnen.

Ein Wagenpaar (leer und voll) erfordert nun nach dem Früheren auf horizontaler Bahn eine Zugkraft von 27 kg; es werden somit mit der auf dem Bremsberge gewonnenen Zugkraft $\frac{1900}{27} = 70$ Wagenpaare befördert werden können.

Nachdem aber auf der Hauptförderstrecke 23 und auf der fünften Parallelstrecke etwa 12 Wagenpaare laufen, so ist zu ersehen, daß die Leistungsfähigkeit der Anlage noch bei Weitem nicht ausgenützt ist, und daß für die Fortsetzung dieser Anlage auf der Hauptförderstrecke westlich vom Bremsberge hinreichende Betriebskraft vorhanden ist.

Bei der erwähnten Belastung des Bremsberges wird die Vollkette mit $28 \times 151.7 = 4250 \text{ kg}$ beansprucht, und gewährt dieselbe, da nach abgeführten Zerreißversuchen die Bruchbelastung 26400 kg beträgt, eine sechsfache Sicherheit gegen Bruch. Die Kette wiegt 10 kg pro laufenden Meter und kostete loco Duisburg 0.34 Mk. pro kg.

Bei Inbetriebsetzung dieser Anlage war die Kette um die Scheibe an der Bremsmaschine $1\frac{1}{2}$ mal geschlungen und letztere mit einem Hartholzbelage versehen, welcher indessen bei der bedeutenden Kettenspannung von 23.5 q bzw. 42.5 q nicht Stand hielt.

Infolge dessen traten häufiges Uebersteigen der Kette und sonstige Betriebsstörungen auf, welche die Veranlassung

dazu gaben, durch direkte Belastung der, über eine fixe Eisenscheibe ohne Holzbelag gelegten Kette Versuche über den Reibungswiderstand der Kette auf der Eisenscheibe abzuführen. Diese Versuche ergaben nun, dass bei den im Mayrauschachte üblichen Ladungsverhältnissen die halbe Umschlingung der Kette um die Scheibe am Kopfe des Bremsberges hinreicht, um die Abförderung über den Bremsberg zu ermöglichen, ohne daß ein Gleiten der Kette auf der Scheibe eintritt.

Auf Grund dieser Resultate wurde auch auf die Verwendung der Eisenscheibe ohne Holzbelag und auf die halbe Kettenumlage übergegangen, welche Anordnung sich seit dem mehr als anderthalbjährigen, anstandslosen Betriebe vollkommen bewährt hat.

Die Kosten dieser Anlage werden wie folgt angegeben:

Ketten loco Kladno, 23 mm stark . . .	fl. 3248
" " " 18 mm " . . .	" 700
Mauerung von drei Stationen . . .	" 5000
Maschinenbestandtheile . . .	" 3000
zusammen rund fl. 12000	

ohne Bahnlegung und ohne Wagenpark.

Es soll nun noch eine Kettenförderanlage besprochen werden, welche auch erst in jüngster Zeit ausgeführt wurde, und die, wie ich von vorneherein schon erwähnen kann, ganz vollkommen entspricht. Es ist dies die Anlage im k. k. Julius III-Schachte zu Brüx.

Ueber die Einrichtung dieser Schachtanlage habe ich vor zwei Jahren nähere Mittheilungen gemacht*) und wurde damals erwähnt, dass bei dieser Anlage in dem separaten Wasserhaltungsschachte zwei Rittinger'sche Pumpensätze eingebaut sind, welche bei der maximalen Tourenzahl der Maschine, bzw. der Pumpen, von 14 pro 1 Minute ein Wasserquantum von 7 m³ zu heben vermögen. Dieser Umstand war für die Wahl des Betriebsmotors für die Kettenförderanlage maßgebend.

Nachdem nämlich beim Julius III-Schachte eine Luftkompressionsanlage nicht besteht, der Betrieb einer Dampfmaschine in der Grube aber schon wegen der langen durch den Schacht zu führenden Dampfleitung und wegen der Erwärmung der Grube eine missliche Sache ist, die Wasserhebmaschine dagegen bei dem normalen Zuflusse von etwa 2 m³ nicht einmal auf die halbe Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen ist; so lag die Idee nahe, einen Theil der auf 185 m Höhe gehobenen Grubenwässer zu benutzen, um die Kettenförderung mittelst einer Wassersäulenmaschine zu betreiben und das verbrauchte Betriebswasser durch die Wasserhaltungsmaschine wieder zu heben.

Es wurde daher ober Tage ein Terrain für die Anlage eines entsprechenden Wasserreservoirs gewonnen, in welches außer den vom Julius III-Schachte gehobenen, auch die vom Viktoria-Schachte kommenden Wässer einfließen können, wodurch der Betrieb der Kettenförderanlage selbst für den Fall gesichert ist, wenn die Wasserhaltung des Julius III-Schachtes längere Zeit stehen sollte.

*) Ueber den Bau und die Einrichtung der Julius III-Schachtanlage zu Brüx. („Oesterreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen“ vom Jahre 1886, Seite 427.)

Als Wasserreservoir dient ein Materialaushubgraben der Aussig-Teplitzer Eisenbahn, welcher käuflich gewonnen wurde, und der bei einer zulässigen Stauhöhe von 0.8 m einen Fassungsraum für 4300 m³ Wasser besitzt.

Von diesem Reservoir führt ein 235 m langer, schließer Kanal bis zum Wasserschachte, durch welchen die Injektionsröhrentour zur unterirdisch aufgestellten Wassersäulenmaschine gelegt ist.

Die Situation der Förderanlage in der Grube, die Lage der Wassersäulenmaschine, der Antrieb- und Gegenscheiben, sowie die Strecken, durch welche die Kette geführt ist, sind aus der Grubenkarte (Fig. 1) und dem Uebersichtsplane (Fig. 2—6) auf Taf. XIX zu ersehen.

Die Lagerung des Kohlenflötzes ist ziemlich regelmäßig; dieselbe zeigt vom Schachte in der Richtung gegen Westen Anfangs ein geringes, gegen die Grenze des Grubenfeldes zu, ein etwas steileres Ansteigen.

Größere Unregelmäßigkeiten zeigen sich in der südlichen Ausrichtung, doch sind diese auf die Anlage der zu besprechenden Fördereinrichtung nicht maßgebend gewesen.

Diese Anlage selbst besteht aus drei in sich geschlossenen Strängen, von welchen der erste aus dem Schachtfüllorte bis zur Einmündung des Querschlag Nr. 12, der zweite durch diesen und durch den Querschlag Nr. 15 in einer unter zirka 118° gebrochenen Linie zum dritten Strange führt, der als Bremsberg die Anlage abschließt.

Die Bahngleise sind thunlichst der Lagerung des Flötzes entsprechend gelegt, und es besitzt daher der erste und zweite Strang ein durchschnittliches Fallen von 1:130, der dritte (Bremsberg) ein solches von 1:20 gegen den Schacht.

Die ganze Förderbahn hat eine Länge von 1527 m, wovon 605 m auf den ersten, 676 m auf den zweiten und 246 m auf den dritten Strang entfallen.

Sämmtliche Stränge werden von der früher erwähnten Wassersäulenmaschine betrieben, welche, 80 m vom Förderschachte entfernt, in einem im Ulm der Hauptförderstrecke ausgebrochenen und ausgemauerten Maschinenraume aufgestellt ist.

Diese Maschine ist so hoch angeordnet, daß die Förderung durch die in der First dieser Strecke liegenden Kettenantriebscheiben nicht behindert wird. Der Wassersäulenmotor (Fig. 4, Taf. XXI) ist zweicylindrig; besitzt 110 mm Kolbendurchmesser, 300 mm Hub und arbeitet mit 36—50 Touren pro Minute auf ein Zahnradvorgelege, dessen Uebersetzungsverhältnis 1:6 beträgt. Die Cylinder sind mit Differenzialkolben versehen und einfachwirkend.

Beim gegenwärtigen Betriebe wird die Wassersäulenmaschine nicht auf ihre volle Leistung beansprucht, da das an den Cylindern angebrachte Manometer gegenüber dem effektiven Gefälle von 180 m meist nur 10—12 Atm. Wasserdruck zeigt; es unterliegt daher keinem Anstande, diese Anlage, wenn es nothwendig erscheint, auch zu erweitern.

Sollte diese Erweiterung durch die Einleitung des Abbaues in den anderen Feldestheilen Dimensionen annehmen, welche eine größere Betriebskraft erfordern, als durch das vorhandene Gefälle erreichbar ist, so kann, da

die Betriebswassermenge aus nahe liegenden Gründen nicht vermehrt werden darf, die Leistung der hinreichend kräftig konstruirten Maschine dadurch erhöht werden, daß durch ein ober Tage aufzustellendes Preßpumpwerk mit Akkumulatoren der Druck des Betriebswassers nach Bedarf bis auf 36 Atm. gesteigert wird. Bezüglich der Detailkonstruktion der Maschine wäre hervorzuheben, daß der Steuerungs-Mechanismus zwischen den beiden Treibcylindern angeordnet ist, und daß sich an die Cylinder Rundführungen anschließen, welche in ihrer bajonnettformigen Verlängerung die Kurbellager tragen.

Zur Steuerung sind Kolbenschieber verwendet, welche durch Excenter von der Kurbelwelle aus bewegt werden. Als Dichtungen stehen ausschließlich Manschettendichtungen in Anwendung, unter welche der größeren Dauerhaftigkeit wegen noch Eisenringe eingelegt sind. Ober dem Schieberkasten ist ein Windkessel angebracht. Die Vorgelegewelle, (Fig. 1, Taf. XXI), auf welcher das große Zahnrad sitzt, und die aus dem Maschinenraume bis an den anderen Ulm der Hauptförderstrecke reicht, wo selbe auf einer Eisentraverse gelagert ist, trägt hier die Antriebscheibe, um welche die Kette geschlungen und weiter gegen das Füllort geführt ist, wo sie die Gegenscheibe umgreift, dann an dem Maschinenraum vorüber zur ersten Bruchstelle und über die dort angebrachte Scheibe wieder zurück zur Antriebscheibe läuft.

Die Antriebscheibe war vorerst konisch und mit einem Holzbelage versehen, bewährte sich aber in dieser Ausführung nicht, weil ein selbstthätiges Verdrängen der Kette auf der Trommel eine große Konizität derselben erforderte, welche zu häufigem Uebersteigen der Ketten Veranlassung gab, während bei zu geringer Steigung der Trommel die Kette nicht verdrängt werden konnte und heftige Kettenreibungen auftraten.

Die für die Verhältnisse im Julius III.-Schachte entsprechende Steigung der Trommelverschalung wurde mit 1:5 ermittelt, doch war dieselbe trotz Benützung des besten amerikanischen Holzes nicht zu erhalten, und es traten durch Abnützung fortwährend Aenderungen an der Konizität der Trommel und mit diesen Betriebsstörungen ein.

Auch die Anordnung einer verzahnten Klauenscheibe entsprach nicht; denn die ungleiche Länge der Kettenglieder verursachte eine ruckweise Bewegung der Kette und ein Hinundherstoßen der Wagen entlang der ganzen Kettenbahn, wodurch Brüche in den Gabeln, Reißen der Kette, Auskuppeln der Wagen und selbst Zertrümmerung der letzteren herbeigeführt wurden.

Diese Uebelstände machten sich noch unangenehmer fühlbar, wenn in die schon abgenützte Kette neue Kettheile eingeschaltet werden mußten.

Auch bei Verwendung einer cylindrischen Antriebscheibe gab es in Bezug auf die Kettenführung mehrfache Anstände,*) weshalb schließlich zwei schräg gestellte

*) Im Mayrauschachte und bei den Kettenförderanlagen in Saarbrücken (königliche Steinkohlengrube „Kronprinz“ in Schwalbach etc.) sind für diesen Zweck starke Federn oder winkelförmig gebogene Eisenplatten als Abweiser benützt. (Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate. Jahrgang 1887.)

Ableitungsrollen (Fig. 1) in den Kettentrieb eingeschaltet wurden, wodurch jeder Kettenschlag von dem nachbarlichen in getrennter Rille geführt wird, bei welcher Anordnung die Abnutzung des Holzbelages der Scheiben für den Betrieb ganz ohne Einfluß bleibt.

Die Kette ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, um die Antriebscheibe und um die Ableitrollen zweimal in der halben Peripherie geschlungen und in der Richtung gegen den Förderschacht noch über eine Spannvorrichtung geführt.

Diese hat einerseits den Zweck, die von den Ableitrollen abfallende Kette so hoch über den Schienen zu halten, daß der Verkehr nicht gestört wird, andererseits dieselbe durch die schrägliegende letzte Rolle wieder in die Geleisemitte zu bringen, aus welcher sie durch die Leitung über die Ableitrollen gebracht wurde.

In dieser Anordnung funktioniert der Antrieb vollkommen entsprechend. Die Fördergeschwindigkeit beträgt derzeit 0.5 m — 0.6 m per Sekunde und ist für die Förderung von 180.000 bis 200.000 t per Jahr ausreichend; hierbei läuft die Maschine mit 36 Touren per 1 Minute und benötigt 15.8 m³ Betriebswasser per 1 Stunde.

Wird mit Rücksicht auf die lange Röhrenleitung der Effekt der Wassersäulenmaschine mit 75% angenommen, so ergibt sich die für diese Förderanlage nothwendige Betriebskraft mit $0.75 \frac{0.0044 \times 180 \times 1000}{75} = 8 \text{ HP.}$

Wird zu der Wassermenge, welche für den Betrieb der Wassersäulenmaschine erforderlich ist, noch die Speisewassermenge von 6.5 m³ gerechnet, welche die Kesselanlage per 1 Stunde erfordert, so resultirt der stündliche Wasserverbrauch mit 22.3 m³. Diese Wassermenge wird dem früher erwähnten Reservoir entnommen, welches, wenn vollgefüllt, mit seinem Fassungsvermögen von 4300 m³ für eine Betriebsdauer von 8 Tagen ohne allen Zufluß ausreicht.

Die Antriebscheibe sowohl als die Ableitungsrollen sind im Detail aus der Fig. 9—13, Taf. XXI ersichtlich; sie sind in Eisen ausgeführt und mit Holzfutter versehen.

Die Ableitrollen liegen beide auf einer schiefgelagerten Achse, wobei die Anordnung derart getroffen ist, daß sich jede Rolle unabhängig von der anderen bewegen kann, was deshalb zweckmäßig erscheint, weil hiedurch bei den verschiedenen Kettenspannungen ein Schleifen der Kette auf den Rollen vermieden wird.

Diese freie Beweglichkeit der beiden Rollen wird dadurch erreicht, daß die eine Rolle, mit der Achse verkeilt, sich mit dieser in den Lagern bewegt; während die andere, mit einer Metallbüchse versehen, sich auf der Achse frei drehen kann.

Die Spannrolle ist in einer eisernen Führung beweglich, welche in einem über der Förderstrecke hergestellten Aufbruche eingebaut ist und durch Gewichte in entsprechender Spannung gehalten werden kann. Die ablaufende Kette wird durch die im Grundriß (Fig. 1) ersichtliche, schräggestellte Rolle in die Geleisemitte geführt, wo sie wieder auf die Förderwagen gelangt und sich weiter bis zum Schachte bewegt.

Die im Füllorte liegende Gegenscheibe (Fig. 7 und 8, Taf. XIX) hat außer zur Rückleitung noch zum Spannen der sich stets längenden Kette zu dienen. Für diesen Zweck ist sie, ähnlich wie im Mayrauschachte, in einer eisernen Gabel gelagert und mittelst einer Schraube in der aus C-Eisen hergestellten Führung horizontal verschiebbar. Die Führung selbst ruht auf Quertraversen, welche in den Ulmen der Hauptförderstrecke so hoch über der Sohle eingemauert sind, daß, so wie bei der Antriebscheibe, die Förderung ungehindert darunter hinweggehen kann. Diese überhöhte Anordnung der Scheiben ist bei allen Stationen der Anlage eingehalten.

Am Ende des ersten Stranges, d. i. bei der Einmündung des Querschlags Nr. 12 in die Hauptförderstrecke, befinden sich, wie aus den Fig. 1 und 2 auf Taf. XX ersichtlich ist, drei Kettenscheiben an einer vertikalen Welle, welche auf einem Trägerkreuze gelagert ist. Um die unterste der Scheiben ist die, von der Antriebscheibe kommende 13 mm starke Kette andert-halbmal geschlungen, während die mittlere Scheibe die 10 mm starke Kette trägt, die in den Querschlag Nr. 12 abzweigt und über die Bruchstelle weiter durch die Strecke Nr. 15 bis zum Fuße des Bremsberges führt, wo der zweite Strang dieser Anlage mit der Gegenscheibe endigt. Die oberste Scheibe soll für einen eventuell später einzurichtenden Strang in der Fortsetzung der Hauptförderstrecke dienen. Durch angebrachte Klauenkuppelungen sind die letzteren zwei Scheiben zum Ein- und Auslösen eingerichtet.

In einiger Entfernung von dieser Zweigstelle, und zwar in der Leerkette eingeschaltet, befindet sich die Spannvorrichtung für die Kette des zweiten Stranges (Fig. 9 und 10, Taf. XIX). Diese Spannvorrichtung besteht aus mehreren in einem Holzgerüste unter 90° gegen- und übereinander gelagerten Leitrollen und einer nach Bedarf zu belastenden Gegengewichtsrolle, um welche die Kette geführt ist.

In der nun folgenden Bruchstelle sind auf Eisentraversen zwei einfache horizontale Kettenscheiben gelagert, über welche die Kette in den Querschlag Nr. 15 läuft, von dessen Ende sie über die Gegenscheibe wieder zur ersten Abzweigstelle zurückkehrt.

Von dieser Gegenscheibe aus erfolgt der Anschluß des Bremsberges, dessen 13 mm starke Kette einerseits, um Entgleisungen zu vermeiden, andererseits, um nicht zu große Abstände zwischen den hier in geringerer Zahl laufenden Wagen zu bekommen, nur $\frac{1}{3}$ der Geschwindigkeit der Kette der Hauptförderstrecke und des Querschlags besitzt.

Diese Verringerung der Kettengeschwindigkeit auf dem Bremsberge wird durch die Einschaltung eines Zahnradvorgeleges zwischen die Endscheibe des zweiten Stranges und die untere Scheibe des Bremsberges erreicht, welches Getriebe sammt den Scheiben auf Eisentraversen gelagert ist.

Um den Bremsberg, wenn dies nöthig erscheint, für sich allein durch die abwärts gehenden vollen Wagen betreiben zu können, ist die Einrichtung getroffen, daß die genannten beiden Scheiben, beziehungsweise die beiden Zahnräder ausgekuppelt werden können.

Zur Benützung des Bremsberges als solchen ist die an der Kopfstation desselben aufgestellte Kettenscheibe mit einer einfachen Bremsvorrichtung versehen. Zunächst der Fußstation des Bremsberges ist eine Kettenspannvorrichtung eingeschaltet. (Fig. 2, Taf. XIX.)

Die bei dieser Kettenförderanlage in Verwendung stehenden Förderwagen sind aus Holz hergestellt. (Fig. 11—16, Taf. XIX.) Die beiden Radachsen sind hier nicht wie bei den im Mayrauschachte angewandten Wagen durch einen gemeinschaftlichen Rahmen verbunden, sondern sie laufen in getrennten Lagerhülsen, welche entsprechende Flügel zur Befestigung an den Gestellen des Wagens besitzen, mit der Schmierhülse in einem Stücke gegossen und mit einer segmentförmigen auswechselbaren Metalllagerschale versehen sind.

Im Uebrigen ist der Wagen solid mit Eisen beschlagen und an der Stirnseite mit Oesen zur Aufnahme der Ketten-gabeln versehen, welche, um bei der Förderung durch den Schacht und bei der Entleerung derselben in den Wippen der Separationsanlage nicht hinderlich zu sein, abgenommen werden können.

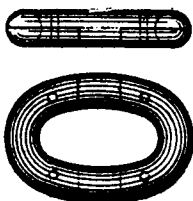
Ein solcher Wagen wiegt rund 300 kg, besitzt einen Fassungsraum für 1 m³ Braunkohle, d. i. für eine Nettoladung von 600 kg. Die Kosten für einen Wagen (neu) stellen sich auf 55 fl. 56 kr., wovon 27 fl. 40 kr. auf die Radsätze entfallen.

Die Schmierung der Wagen erfolgt durch ein mittelst eines Schraubenbolzens verschließbares Loch in der Lagerhülse, und bedient man sich zum Einbringen der halbkonsistenten Schmiere in diese Hülse einfacher, nach Art der Akkumulatoren konstruierter Preßcylinder, welche an passenden Orten aufgestellt sind. Diese Apparate bestehen aus einem etwa 25—30 cm weiten, 1 m hohen, oben mit einer Stopfbüchse versehenen Rohre, in welchem ein Piston steckt. Vom unteren Ende dieses Rohres zweigt ein mit einem Hahn versehener Kautschukschlauch ab, der bei der Schmierung eines Wagens an die obenerwähnte Oeffnung seiner Lagerhülse angesteckt wird.

Die Schmierung eines Achslagers hält je nach der Menge der eingepreßten Schmiere bis zu drei Wochen. Dort, wo komprimierte Luft zum Betriebe von Pumpen, Förderhaspel oder gar der Kettenförderanlage selbst benützt wird, kann dieselbe auch zum Einpressen der Schmiere in die Achsenhülsen verwendet werden.

In diesem Falle dient ein dichtverschließbares Gefäß oder Rohr, welches oben mit der Luftleitung kommuniziert und unten mit dem nothwendigen Ansatz für den Kautschukschlauch versehen ist, als Schmierbehälter.

Bei etwa vorkommenden Kettenbrüchen, die ja bei solchen Anlagen unvermeidlich sind, bedient man sich eigener Kettenglieder, um die Kette wieder zusammenzufügen. Ein solches Kettenglied besteht, wie aus der nebenstehenden Skizze ersichtlich ist, aus zwei Theilen, welche nach Einlegen der beiden Endglieder der gerissenen Kette durch vier Niete verbunden werden.



Der Betrieb der Förderanlage ist in drei Förderbezirke getheilt (Fig. 1, Taf. XIX), aus welchen einerseits zur Kopfstation des Bremsberges, andererseits zur Fußstation derselben und endlich zur Bogenstation im Querschlage gefördert wird. Die Wagen werden an diesen Punkten unter die Kette gebracht und von dieser weiter gegen den Förderschacht geführt.

Damit diese Wagen die einzelnen Stationen an welchen die Kette über die nahe an der First liegenden Führungsrollen, Gegen- und Antriebsscheiben gelegt ist, passiren können, übersetzen sie, von der Kette gezogen, vor jeder solcher Station eine Steigung, auf deren Höhe sie von der hier zur First sich erhebenden Kette ausgelöst werden und dann die Station auf der fallenden Bahn frei durchlaufen, bis sie in der Fortsetzung wieder unter die, sich von der First niedersenkende Kette gelangen und von ihr mitgenommen werden.

Am Füllorte angekommen, verläßt die Kette ebenfalls die Wagen, indem sie sich zur Gegenspannscheibe erhebt, während der Wagen selbstthätig in das Füllort läuft, wo er vom Anschläger übernommen wird, um in die Förderschale gestoßen zu werden.

Zur Hintanhaltung und Behebung von Unregelmäßigkeiten oder Störungen im Betriebe ist auf jeder Station ein Mann bestellt; außerdem sind alle Stationen untereinander, mit dem Maschinenraume und mit dem Füllorte durch elektrische Signale verbunden, wodurch eine Verständigung nach allen Seiten möglich ist.

Damit das Einschieben der Wagen unter die Kette regelmäßig und in bestimmten Abständen von einander erfolge, sind auch hier, wie dies im Mayrauschachte und bei anderen solchen Anlagen eingeführt ist, eigene elektrische Glockensignale für diesen Zweck vorhanden.

Die Anlagekosten für diese Fördereinrichtung stellen sich wie folgt zusammen:

Wasserreservoir sammt Kanal und Röhrenleitung	fl. 4280
Maurerarbeit bei den verschiedenen Stationen	
inklusive Maschinenraum	1080
Maschineneinrichtung sammt Montage	7660
Kette	3580
Elektrische Signaleinrichtung	650
Diverses	50
Summe fl.	17300

Nachstehende Tabelle gibt einen kleinen Ueberblick über die Ausdehnung, Leistung, Förderkosten etc. einiger ausgeführter Seil- und Kettenförderungen.

Die Betriebskosten der üblichen Fördermethoden schwanken infolge der verschiedenen örtlichen Verhältnisse innerhalb ganz bedeutender Grenzen, weshalb sich für dieselben nur ganz allgemeine Zahlen angeben lassen.

So kostet die Förderung pro 1 t und 1 km bei:

1. Menschenförderung 10 bis 25 kr.
(Julius III-Schacht 11 kr.)
2. Pferdeförderung 3 „ 14 „
(Kirchbichl: bei 2.8 km Stollen, 20.000 t Förderquantum pro Jahr, 2.9 kr.; Idria: bei 1.459 km Tagbahn, 70000 t Förderquantum pro Jahr, 3 kr.)

3. Lokomotivförderung 4 bis 6 kr.
 4. Elektrische Förderung 3 „
 (Steinkohlengrube „C. Paulus“ und
 „Hohenzollern“ bei Beuthen in Ober-
 Schlesien.)
 5. Seilförderung 2·5 „ 7·5 „
 6. Kettenförderung 1·8 „ 5·4 „

Sowohl bei der Seil- als auch bei der Kettenförderung steigen die Betriebskosten, sobald Bremsberge eingeschaltet, und wenn mehrere Anschlagpunkte vorhanden sind, weil in diesen Fällen eine größere Bedienungsmannschaft und ausgedehntere Beaufsichtigung nothwendig wird.

Aus Allem geht indessen hervor, daß die Kettenförderung im Allgemeinen die billigste Fördermethode ist,

und daß sie in dieser Beziehung sich auch gegenüber der Seilförderung vortheilhaft auszeichnet, wofür ein Vergleich der Förderkosten im „Von der Heydt“-Stollen, im Burbacherstollen und im Julius III-Schachte, welche Anlagen nahezu gleiche Längen besitzen und gleiche Mengen fördern, den Beweis liefert.

Zum Schluß mag noch erwähnt werden, daß die Einrichtung der Kettenförderungsanlagen im „Julius III“-Schachte zu Brüx von der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Beitzfeld, Daněk & Comp. in Prag ausgeführt wurden und dass selbe nach den erwähnten von der k. k. Bergdirektion angegebenen Aenderungen in der Antriebsweise, wie bereits früher erwähnt, vollkommen entspricht.

Zusammenstellung

der Leistung, Fördergeschwindigkeit, Förderkosten etc. bei einigen ausgeführten maschinellen Förderungs-Anlagen.

Grube	Fördermethode	Bahnlänge km	Förderquantum pro Tag (12 Stunden) tkm	Fördergeschwindigkeit pro Secunde m	Förderkosten pro tkm	Anlagekosten	Anmerkung
*) „Von der Heydt“, Stollen von den Krugschächten zur Halde (Saarbrücken)	Seil und Gegenseil	1·7	1028	3·4	4·2 Pfg.	—	Horizontale Förderung (1881—1883)
*) „Von der Heydt“ aus der Grube Lampennest zur Halde (Saarbrücken)	Seil und Gegenseil	3·77	522	3·27	4 Pfg.	—	Horizontale Förderung (1881—1883)
*) „Gerhard“, Veltheimstollen (Saarbrücken)	Seil und Hinterseil	2·93	500	3·5—4	4·7 Pfg.	—	Horizontale Förderung (1881—1883)
*) „Gerhard“, im flachen Heinrichschachte (Saarbrücken)	Seil ohne Ende	0·32	500	1·5—2	12·8 Pfg.	—	Horizontale Förderung (1881—1883)
*) „König“ bei Neunkirchen (Saarbrücken)	Schwebende Kette	0·55	500	1	11·1 Pfg.	17.000 Mark ohne Bahn	Bremsberg 1884
*) „König“ bei Neunkirchen (Saarbrücken)	Schwebende Kette	0·75	1000	1·8—2	5·6 Pfg.	—	Horizontale Förderung 1884
*) „Kronprinz“ bei Schwalbach (Saarbrücken)	Schwebende Kette	1·10	400	1	9·04 Pfg.	19.000 Mark ohne Bahn	Selbstthätig durch die Ueberlast eines 464 m langen Bremsberges (Gefälle 9° 30'') 1886
*) „Von der Heydt“ auf der Halde im Anschlusse an die Seilbahn (Saarbrücken)	Schwebende Kette	0·53	820	1·3	3·2 Pfg.	—	Horizontale Förderung
*) „Burbacher Stollen“ (Saarbrücken)	Schwebende Kette	1·7	1000	1	3 Pfg.	—	Horizontale Förderung
*) „Kohlwald“ (Saarbrücken)	Schwebende Kette	0·84	700	1·75	5·9 Pfg.	—	Horizontale Förderung
„Mayrauschacht“ (Kladno)	Schwebende Kette	1·040	—	—	—	12.000 fl. ohne Bahn	Selbstthätig durch die Ueberlast eines 560 m langen Bremsberges 1887
„Julius III Schacht“ (Brüx)	Schwebende Kette	1·563	900—1000	0·6	2·5 kr.	17.300 fl. ohne Bahn	Horizontale Förderung mit einem kleinen 244 m langen Bremsberg

*) Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate, Jahrg. XXX, XXXIII und XXXV.

Die städtische Volksschule in Wien, V. Bezirk.

Erbaut nach dem Projecte des Wiener Stadtbauamtes.

Vortrag, gehalten in der Fachgruppe für Architektur und Hochbau von Josef Pürzl.

(Mit Zeichnungen auf Taf. XXII und XXIII).

Die städtische Schule im V. Bezirk, Stolberggasse 53, Heinegasse 36 ist ein Typus eines an zwei Seiten angebauten Schulgebäudes. Mit dem Bau dieser Schule wurde am 10. October 1887 begonnen; am 1. October 1888 erfolgte die Eröffnung derselben.

Die Front an der Stolberggasse liegt gegen Norden und die an der Heinegasse gegen Süden.

Im Grundrisse lassen sich folgende Gebäudetheile unterscheiden: Ein dreistöckiger Schultrakt für die Mädchenschule an der Heinegasse mit einem Anbau für die Stiege und die Abortanlagen, ein dreistöckiger Schultrakt für die Knabenschule an der Stolberggasse, ebenfalls mit einem Anbau für die Stiege und die Abortanlagen und endlich ein gemeinschaftlicher einstöckiger Turnsaalbau an der östlichen Nachbargrenze.

Die Knabenschule hat ihre Zugänge von der Stolberggasse und die Mädchenschule von der Heinegasse. Beide Abtheilungen sind zwei vollständig abgeschlossene Schulen und besteht eine Verbindung bloss durch die zwei Hofausgangsthüren, welche nur zur Passage für den Hausbesorger bestimmt ist. Es ist nur der Hofraum mit dem Schulgarten beiden Abtheilungen gemeinsam.

Jede der beiden Schulabtheilungen untersteht einer eigenen Leitung; die Hausaufsicht, die Reinigung und die Beheizung hingegen werden gemeinschaftlich von einem Hausbesorger versehen.

Bezüglich der Raumaustheilung für beide Schulabtheilungen ist nur im Parterre und im I. Stocke ein wesentlicher Unterschied. Der Knabentrakt enthält im Parterre außer der Naturalwohnung des Oberlehrers und der Aufnahmskanzlei noch die Nebenräume des Knabenturnsaales, als: Turngarderobe und Turnlehrerzimmer, daran schließt sich im Hoftrakte der Knabenturnsaal. Der Mädchentrakt enthält im Parterre außer der Oberlehrerwohnung und der Aufnahmskanzlei noch die Hausbesorgerwohnung. Beide Oberlehrerwohnungen sind vollständig isolirt, d. h. sie haben von der Schule vollständig separirte Eingänge, sogar eigene Kellerstiegen, so daß im Falle einer Infektionskrankheit eine Schließung der Schulen nicht nothwendig ist.

Im I. Stocke des Knabentraktes sind 4 Lehrzimmer untergebracht, der Mädchentrakt enthält nur 3 Lehrzimmer, dann die Nebenräume des Mädchenturnsaales und daran schließt sich im Hoftrakte der Mädchenturnsaal.

Das II. und III. Stockwerk enthält je 4 Knaben- und je 4 Mädchenklassen. Die Lehrmittelzimmer sind in den drei oberen Stockwerken verschieden vertheilt.

In Summa enthält demnach die Knabenschule 12 Lehrzimmer und 1 Turnsaal, die Mädchenschule nur 11 Lehrzimmer und 1 Turnsaal. Die Gesamtfassungszahl der beiden Schulabtheilungen beträgt 1220 Schüler.

Die Gänge sind im Parterre und I. Stock 3·00 m und im II. und III. Stock infolge der Mauerabsätze 3·15 m breit. Die Breite der Gänge wurde so gross gewählt,

um in späterer Zeit die Anbringung von Garderobeschränken zu ermöglichen.

Die durch Windfänge mit Spielthüren gegen die Vestibüle abgeschlossenen Gänge im Parterre, welche sich zu beiden Seiten der Stiegenaufgänge befinden, werden als Warteräume für die Angehörigen der Schulkinder benützt. Die Schulstiegen sind zweiarmige Traversenstiegen von 1·60 m Armbreite, 35 cm Spindelöffnung. Die Stufen haben 32 cm Auftritt und 14·5 cm Höhe.

Anschließend an die Schulstiegen sind die Schulabortegruppen angeordnet. Für jedes Lehrzimmer ist ein Abort hergestellt, außerdem enthält jeder Schultrakt in jedem Stockwerke einen Abort für die Lehrkräfte. Die Aborte haben eine Breite von 90 cm und eine Tiefe von 150 cm. In der Knabenabtheilung ist im Abortraum auch die Pissoiranlage. Die Rinnen und Wände sind aus Marmor ohne Ständeabtheilungen hergestellt. Die Aborte und Pissoire werden von zwei gemeinschaftlichen Reservoirs am Dachboden gespült. Jeder Abort hat ein Spielreservoir mit Heberspülapparat und Porzellansiphon. Die Beseplung der Pissoire erfolgt mit intermittirenden Reservoirs, welche sich selbstthätig füllen und entleeren.

Durch Anordnung eines ventilirten Vorräumes haben beide Gruppen gegen den Gang einen doppelten Verschluß. Diese Vorräume sind auch zur Anlage eines Kohlenaufzuges in jedem Schultrakte benützt.

Die Lehrzimmer haben 8·16 bis 8·30 m Länge und 6·30 bis 6·45 m Tiefe. Die lichte Höhe beträgt 3·95 m. Der durchschnittliche Fassungsraum ist 53 Schüler. Jedes Lehrzimmer empfängt sein Licht durch 3 Fenster. Die Fensterachsen sind periodisch angeordnet, d. h. auf 3 kleinere Achsenweiten folgt eine größere, welche letztere die Trennungsmauer zweier Lehrzimmer enthält.

Die kleineren Achsenweiten wechseln zwischen 2·71 bis 2·80 m. Die grösseren Achsenweiten liegen zwischen 3·00 bis 3·04 m.

Auch die Schulfenster sind verschieden in der Größe. Es sind zweierlei Größen ausgeführt 1·30 m breit, 2·50 m hoch und 1·30 m breit, 2·60 m hoch Architekturmaß. Dieselben sind dreitheilig, mit dem Kämpfer im oberen Drittel und 2 eisernen Ventilationsflügeln in den oberen Seitenflügeln. Die Ventilationsflügel sammt Stellvorrichtung sind im Detailblatte vorgeführt. Die eisernen Ventilationsflügel sind nur in dem Holzflügel befestigt und können mit demselben sammt der Stellvorrichtung zum Reinigen herausgenommen werden, ohne eine Demontirung vornehmen zu müssen. Infolge der leichten Beweglichkeit und der sicheren Stellung ist diese Konstruktion empfehlenswerth.

Die Ausmaße der Turnsäle betragen vergl. 8·92 m Tiefe, 21·02 m Länge und 5·00—5·31 m Höhe.

Die verschiedene Höhe ist eine Folge der Niveauverhältnisse der beiden Straßen. Es liegt die Stolberggasse um 1·81 m tiefer als die Heinegasse. Die Anzahl der Turner

ist für jeden Turnsaal kommissionell mit 84 bestimmt. Die Achsenweiten des Turnsaalbaues betragen 3·09 m. Die Fenster sind ebenfalls dreitheilig und haben 1·30 m Breite und 3·00 m Höhe. Die Ausstattung der Turnsäle ist einfach. Die Wände sind auf eine Höhe von 1·50 m mit Holztäfelung verkleidet.

Die Lehrzimmer und Turnsäle sind mit Siemensbrennern versehen, während die übrigen Räume nur mit Schnittbrennern eingerichtet sind.

In den Lehrzimmern sind je 2 Siemensbrenner Type 99/IIIa angebracht; dieselben sind näher der Fensterseite situirt, um, wie bei der Fensterbeleuchtung, den Lichteinfall von links nach rechts zu erhalten, wodurch die Schattenbildung beim Schreiben weniger stört.

Die Turnsäle haben je 2 Siemensbrenner Type 99/I in der Mittelachse. Für die Ableitung der Verbrennungsgase sind diese Brenner durch Thonpoterien mit über das Dach führenden Abzugsschläuchen verbunden.

Für die Tafelbeleuchtung der Lehrzimmer sind noch Pendanten mit Schnittbrennern und Reflektionsschirm angebracht. Die Anordnung der Beleuchtungsgegenstände der Lehrzimmer ist in dem Detailblatt, sowohl in Grundriß-, Längs- und Querschnitt zu ersehen.

Die Heizung der Lehrzimmer und Turnräume erfolgt durch eiserne Mantelöfen, welche nur für Heizung mit Zufuhr frischer Luft eingerichtet sind. Dieselben stehen in einer Nische in der Mittelmauer und sind vom Gang aus zu bedienen. Jeder Ofen hat einen Frischluftkanal, welcher von einem der zwei gemeinschaftlichen Hauptfrischluftkanäle unter den Kellergängen abzweigt. Die zwei Hauptfrischluftkanäle sind durch Schächte im Hofe mit der Außenluft in Verbindung.

Unmittelbar an der Einmündungsstelle sind die schleusenartig konstruirten Schubert, welche durch Gegengewichte ausbalancirt sind, zur Regulirung der Luftzufuhr angeordnet. Für den Luftabzug sind Schläuche in der Mittelmauer angelegt, welche vom Fußboden eines jeden Lehrzimmers beginnen und über Dach reichen.

Die Schlauchanlagen sind in den Grundrissen ersichtlich und bezeichnen *F* Frischluftkanäle, *V* Ventilationskanäle, *S* Schläuche für die Siemensbrenner und *P, I, II, III* die den Stockwerken entsprechenden Schornsteine.

Die Aborte sind ebenfalls mit Ventilationsheizung versehen, d. h. es ist unter jeder Abortgruppe im Keller ein Kalorifere mit Frischluftzufuhr aus den Hauptfrischluftkanälen hergestellt; von der Luftkammer aus führt in jedes Stockwerk ein Heizschlauch zur Zuführung der Warmluft; der Abzug der Kaltluft erfolgt in gleicher Weise wie in den Lehrzimmern, durch nahe am Fußboden beginnende und über Dach führende Ventilationskanäle.

Die beiden Stiegenhäuser, in Verbindung damit die Korridore, sind mit Luftheizung mit Cirkulation versehen; die zwei Kalorifères sind neben den Abortkalorifères, getrennt von dieser durch eine Mauer, aufgestellt.

Für die Beheizung der Lehrräume war eine einstündige Anheizperiode und die Erhaltung der Zimmertemperatur von 20° C. durch eine einmalige Füllung auf die Dauer von mindestens zwei Stunden normirt. Für die

Abort-, Stiegen- und Gangheizung ist nur eine Zimmertemperatur von 10° C. vorgeschrieben.

Die Öfen sind Füllöfen mit doppeltem Mantel und senkrechtem Rohrsystem über dem Heizkörper. Dieselben wurden von der Firma J. & H. Ehrlich beigestellt.

Für die Bedienung der Öfen ist in jedem Schultrakt ein Kohlenaufzug angebracht. Die Aufzugsräume sind zur Ventilation der Abortvorräume mitbenützt. Es ist nämlich jeder Aufzugsraum durch einen 45 cm im Quadrat grossen Luftschlauch über Dach mit dem Freien verbunden und sind andererseits in jedem Stockwerke nahe an der Decke Ventilationsöffnungen in der Aufzugsstirnwand hergestellt.

Zum Ablesen der Temperaturen in den Lehrzimmern sind Weingeist-Thermometer angeordnet, welche mit Stäben aus Gasrohren an der Decke ähnlich wie ein Gasluster befestigt sind und von Gucklöchern in den festen Flügeln der Eingangsthüre aus beobachtet werden können, ohne das Lehrzimmer zu betreten. (Siehe Taf. XXIII.)

Das ganze Gebäude mit Ausnahme der Gänge, Aborte und Turnsäle ist mit Falzziegelgewölben, Patent Schneider, eingewölbt.

Die große Anzahl der in der Mittelmauer unterbringenden Luftschläuche und Schornsteine, andererseits die vielen Ueberlagstraversen über den Fensteröffnungen und die vielen zu schaffenden Traversenaufleger gaben die Veranlassung, ähnlich den hölzernen Rastschließen bei Tramdecken, eiserne Rastschließen aus kleinen gewalzten Trägern anzuordnen. Es wurden nämlich längs der ganzen Gassenhauptmauern und der Mittelmauer durchlaufende und mit Laschen verbundene Traversen angeordnet, welche an den Enden mit Schließen und Schubert versehen sind. Diese Traversen mit Profilen von 8—13 cm Höhe bilden die Auflager für die Deckentraversen, ersetzen die Längsschließen und die vielen sonst immer erforderlichen Traversenauflegersteine, außerdem entfallen die Ueberlagstraversen über den Fensterbögen. Auch ist es möglich, bei einer grundsätzlichen Durchführung die Fensterbögen an der Innenseite der Hauptmauer ganz wegzulassen und die Fenster so nahe, als sonst nicht möglich, an den Plafond zu rücken, ein Vortheil, welcher in Bezug auf die Beleuchtung gewiß nicht zu unterschätzen ist. Auch die Durchführung der Schlauchanlagen wird erleichtert, indem der ganze Mauerquerschnitt verfügbar erscheint und keine Unterbrechungen durch die Auflagersteine vorkommen. Die eisernen Rastschließen haben den Vortheil der Billigkeit und der Einfachheit in der Ausführung, indem dieselben natürliche Waagrisse bilden, wodurch namentlich die gleichmäßige Durchführung der Ziegelscharren erleichtert wird. In statischer Beziehung wird auch eine gleichmäßigere Vertheilung der Mauerlast erzielt.

Die Ventilationsverschlüsse sind nach meinen Angaben in nachstehende angegebener Weise ausgeführt worden.

Bekanntlich hat jeder Lüftungsschlauch zwei Oeffnungen, eine, welche nahe am Fußboden angebracht ist und für die Winterventilation dient, die andere am Plafond, welche für die Sommerventilation bestimmt ist. (Siehe Taf. XXIII). Die Winterventilationsöffnung ist außen mit einem feststehenden Jalousie versehen, so dass für den Luftabzug eine möglichst

große Oeffnung vorhanden ist und die Geschwindigkeit der Luft unmittelbar bei der Austrittsstelle aus dem Zimmer herabgemindert wird. Das Oeffnen, Schließen und die Regulierung geschieht durch eine um eine horizontale Achse bewegliche Drehklappe in der Mauer. Die Stellung der Klappe wird durch die Bewegungskurbel am Führungskreise angezeigt. Die Klappe hat die Tendenz, sich zu öffnen, d. h. beim Lüften der Flügelmutter nimmt die Klappe ohne weitere Kraftanwendung die Stellung „offen“ an. Dies ist nämlich der normale Stand. Nur bei Zugbeschwerden infolge großer Geschwindigkeiten ist die Klappe zu drehen und mit der Flügelschraube zu fixiren, wodurch der freie Querschnitt des Luftschlauches verkleinert und der Luftzug gehemmt wird.

Der Sommer-Ventilationsverschluß ist ein bewegliches Jalousie, welches durch das Gewicht der Bewegungsstange die Tendenz hat, selbst zuzufallen, und dies erfolgt sofort mit dem Lüften der Stellschraube. Es ist bekanntlich ein Hauptübelstand, dass die Sommer-Ventilationsöffnungen bei Ueberheizung geöffnet werden und wenn das Schließen nicht leicht ist, so werden sie einfach nicht geschlossen. Es ist deshalb von Wesenheit, diese Verschlüsse so zu construiren, dass das Oeffnen schwierig und das Schließen leicht ist. Die Jalousien haben gegen Schieber den Vortheil, dass sie auch nach mehrmaligem Anstrich gut funktionieren, während dies bei letzteren nicht der Fall ist.

Bezüglich der Turnsäle ist noch Folgendes zu bemerken: der Fußboden des Parterreturrsaales ist in seiner ganzen Ausdehnung mit Asphaltpappe vom Terrain isolirt, darauf folgt der Beschüttungssand auf eine Höhe von 15 cm, in welcher die Polsterhölzer des Blindbodens eingebettet sind. Der eigentliche Fußboden ist ein $2\frac{1}{2}$ cm starker Eichenbrettel-(Schiff-)Boden. Die Eichenbrettel sind senkrecht auf die Längsrichtung des Turnsaales gerichtet.

Die Zwischendecke zwischen beiden Turnsälen ist eine Traversentramdecke und die Abschlußdecke des Mädchenturrsaales ist eine Tramdecke, welche mit dem Holzzementdach in Verbindung steht.

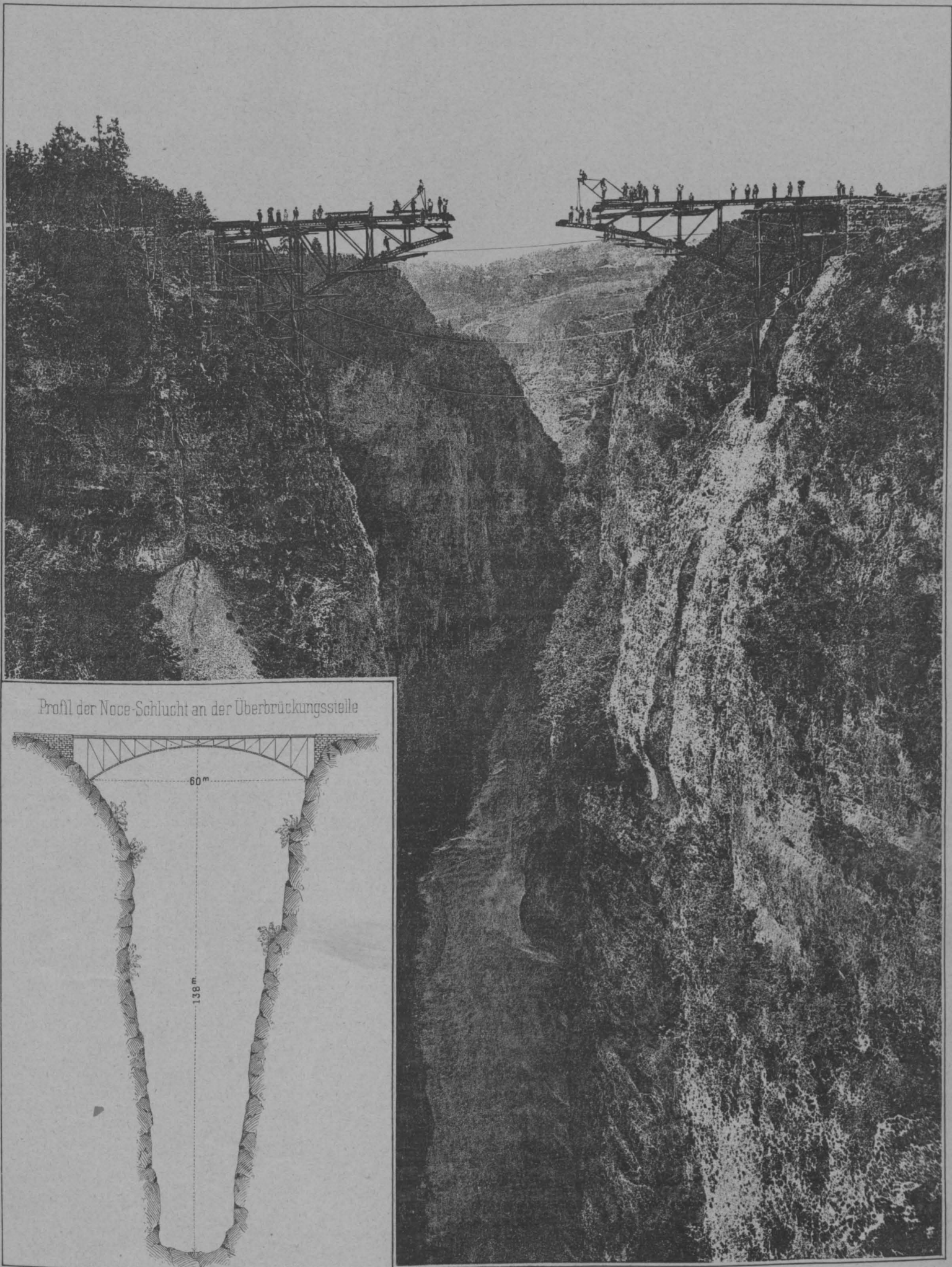
Die Anlage von zwei Turnsälen übereinander hat keinerlei Nachtheile gezeigt. Durch die Anordnung von je zwei Trägerprofilen von 35 cm Höhe nebeneinander in der Entfernung von ca. 3.00 m wurden größere Schwingungen

bei Spring- und Gehübungen der Kinder vermindert; ebenso sind die akustischen Wirkungen durch die von selbst infolge der erforderlichen größeren Konstruktionsdicke resultirende stärkere Sandbeschüttungsschichte so geschwächt, dass darüber noch keinerlei Klagen vorgekommen sind. Zur Beschüttung sämtlicher Decken wurde weicher Grubensand verwendet. Ich habe bezüglich dieses Beschüttungsmaterials die besten Erfahrungen. Die Einwendungen, welche erhoben werden, sind gar nicht begründet. Die vorjährige Bausaison war eine der ungünstigsten, die es geben kann. Es regnete so häufig, dass der Sand fast immer nass auf den Bau kam und wurde derselbe erst hier dem Trocknungsprozess unterworfen. Der Sand wurde auf den Gewölbedecken ausgebreitet und täglich mehreremale umgeschaufelt, bis die Sandfärbung eine vollständig gleiche war. Ein Anziehen von Feuchtigkeit aus der Luft an Regentagen konnte ich nicht bemerken.

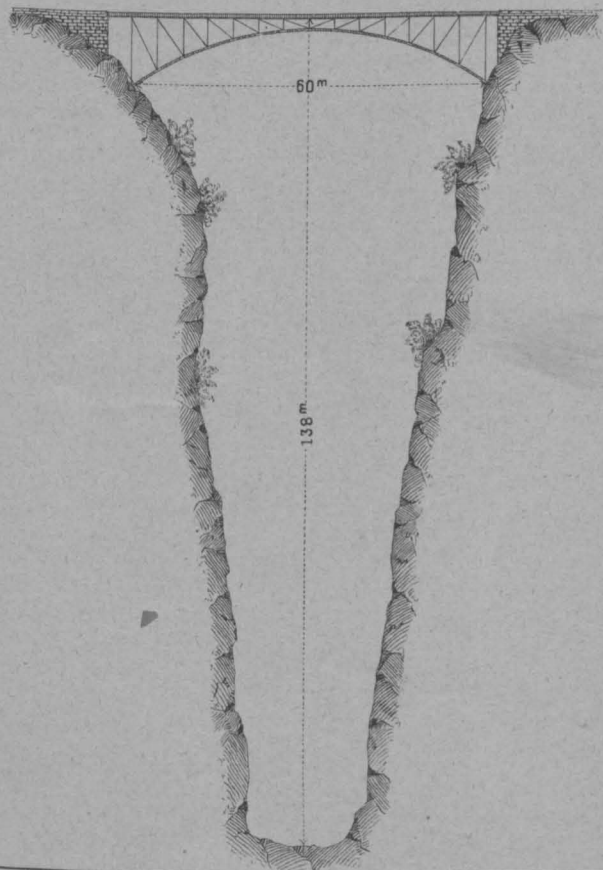
Die Façaden des Gebäudes sind in reinem Ziegelrohbau ausgeführt und zwar wurden für die Gassenfaçaden doppelt geschlemmte und nachgepresste Ziegel, dagegen für die Hoffaçaden nur geschlemmte Ziegel verwendet. Die Anzahl der Formen der verwendeten Formziegel beträgt 43. Die Fugentheilung variirt zwischen 8 und 8.2 cm. Infolge der späten Genehmigung des Baues konnte die Anschaffung der Formziegel erst im Winter dem Herrn Stadtbaumeister Josef Hümmelberger übergeben werden und ist es gewiss eine schöne Leistung des genannten Herrn Stadtbaumeisters, durch Forcierung seiner Arbeiten die Herstellung des Gebäudes in so kurzer Zeit ermöglicht zu haben. Ein Vortheil, welcher bei dieser Bauausführung konstatiert werden konnte, ist das schnelle Austrocknen der Mauern beim Rohbau.

Bezüglich der Einrichtung sind als neu nur die Schulbänke hervorzuheben. Es ist hier das System „Wackeroder“ in Anwendung gekommen. Dieses System unterscheidet sich von dem bisher üblichen System „Paul“ dadurch, dass anstatt dem Pultbrette das Sitzbrett beweglich ist. (Siehe Detailblatt). Das System ist einfach in der Ausführung und sind die bisherigen Erfahrungen günstig. Es sind nur zwei und dreisitzige Bänke in 6 verschiedenen Größen in Anwendung.

Die Kosten des Baues sammt der Einrichtung, jedoch ohne Baugrund, stellen sich auf ca. 180.000 fl.



Profil der Noce-Schlucht an der Überbrückungsstelle



EISERNE STRASSENBRÜCKE ÜBER DIE NOCE-SCHLUCHT BEI ST GIUSTINA.

Fig 1 Ansicht.

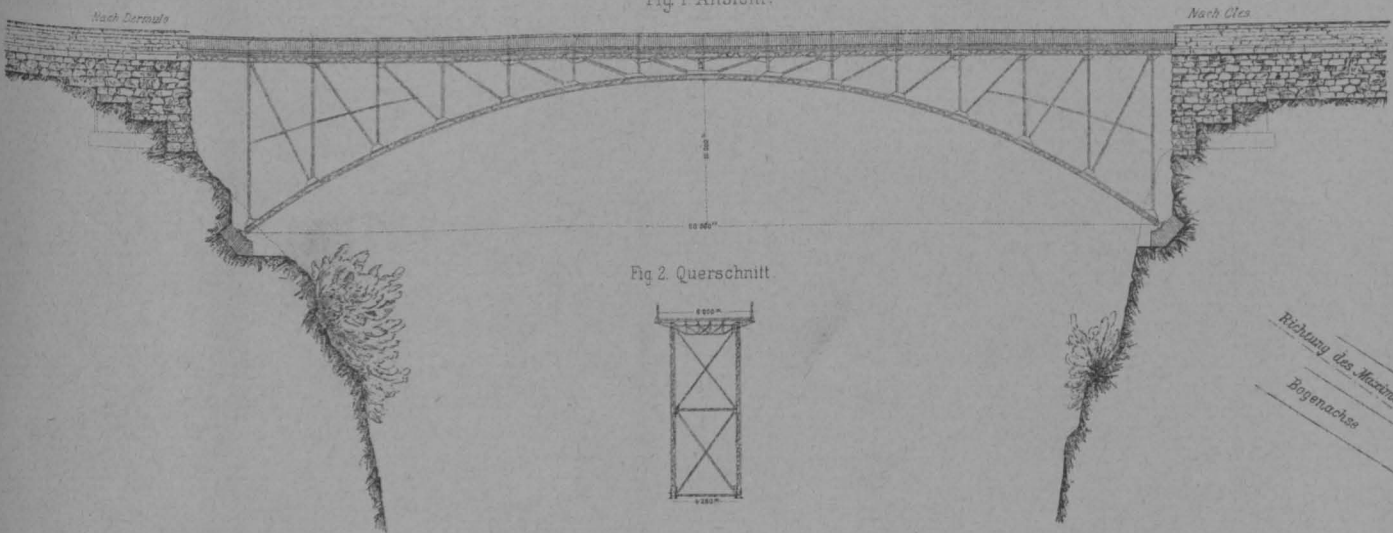


Fig 2 Querschnitt.

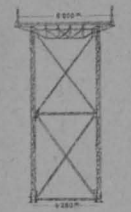
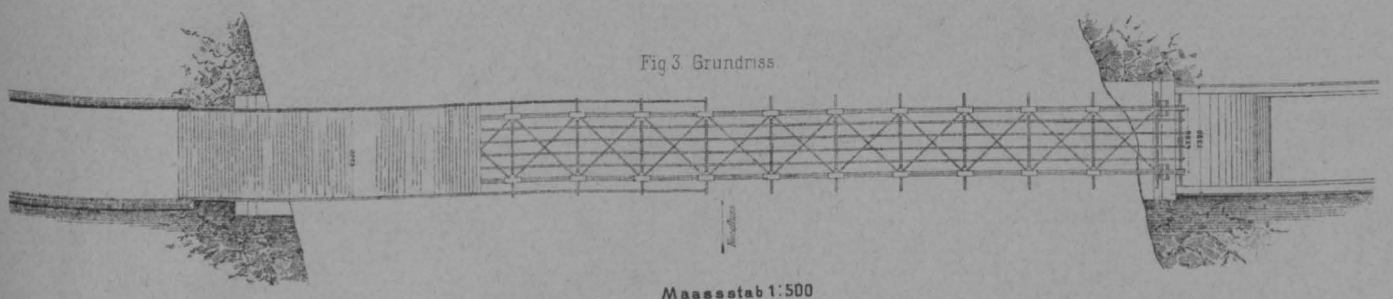
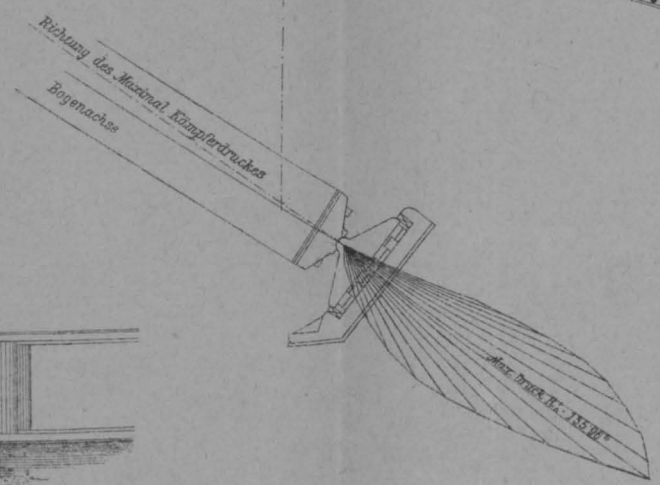


Fig 3 Grundriss.



Maassstab 1:500

Fig 13 Stabilität des Auflagers



Graphische-Bestimmung der Spannungen des Bogenträgers

Fig 7 Gurtspannungen für einseitige Belastung.

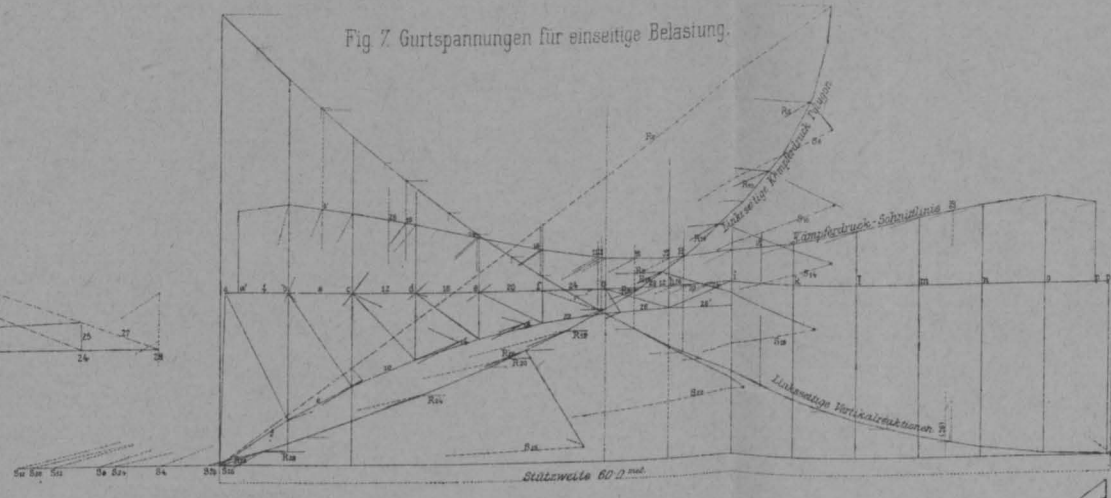


Fig 4 Spannungen für den Horizontalschub Eins'

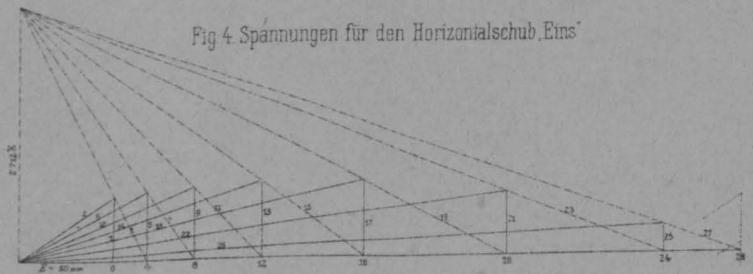


Fig 5 Geometrische Verhältnisse Maassstab 1:500

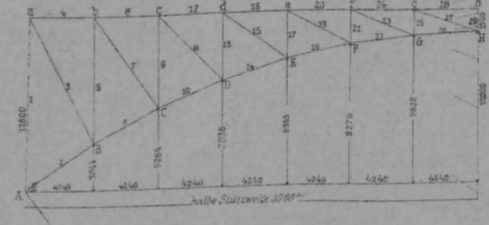


Fig 9 Spannungen für die volle Belastung

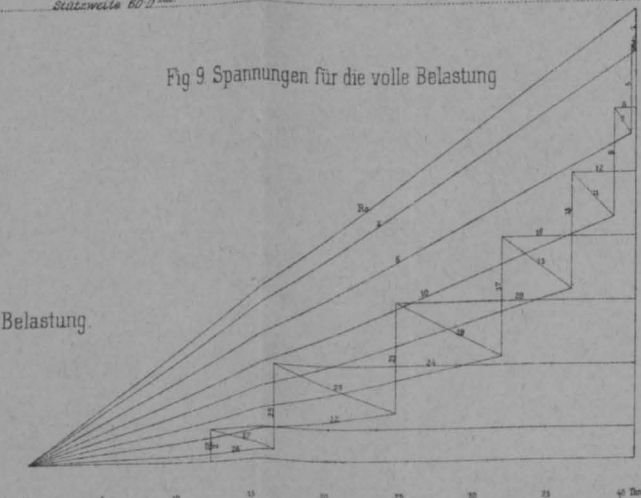


Fig 8 Spannungen im Gitterwerk durch die einseitige Belastung

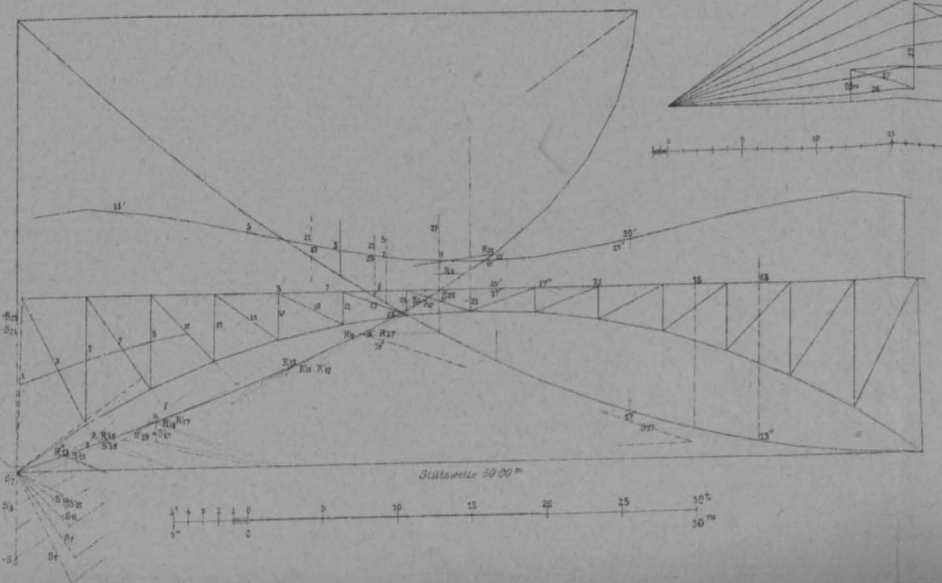
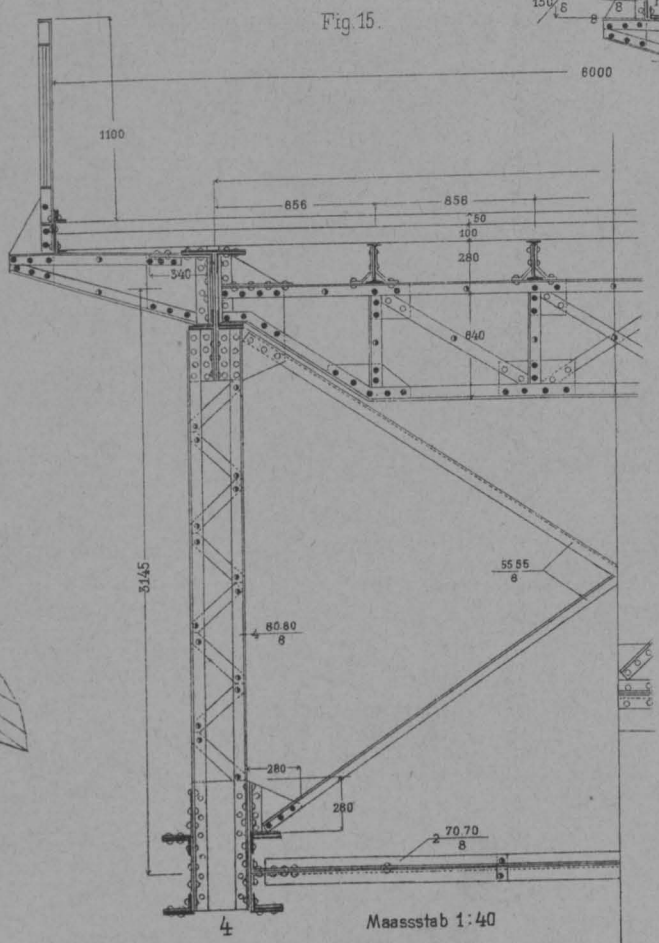
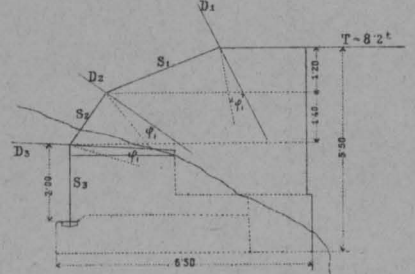


Fig 15.



Maassstab 1:40

Fig 11 Die Verankerung.



Längenmaassstab 1:20
Kräfte maassstab 2 mm = 5 t

Fig 12.

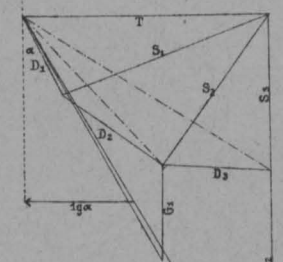
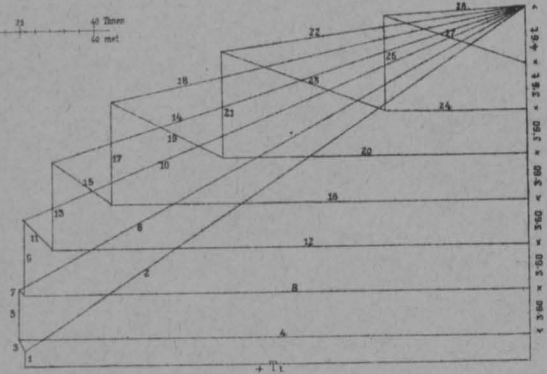
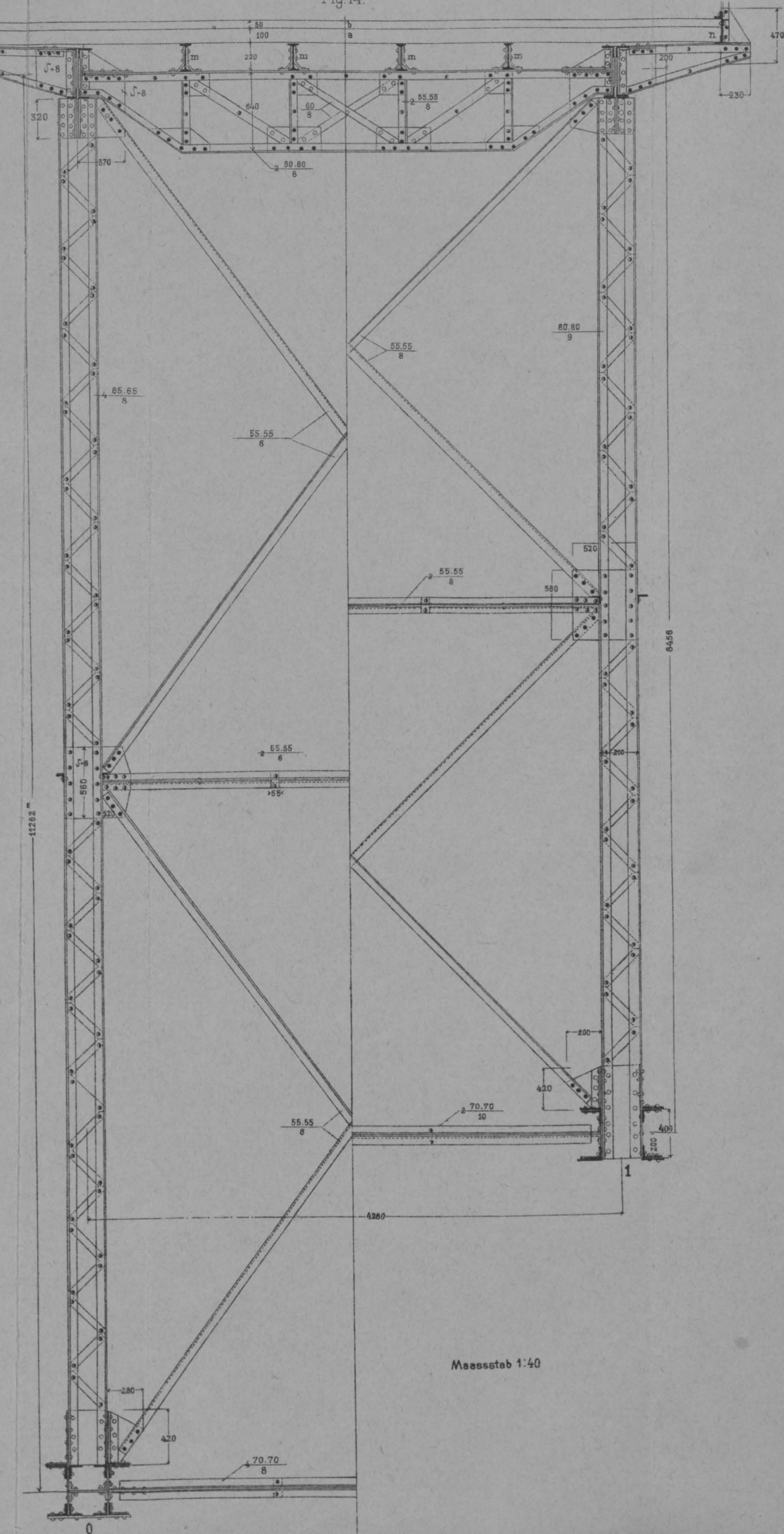


Fig 10. Spannungen in Bogen während der Montage durch verticale Lasten.



Maassstab 3/32 mm = 2 t

Fig 14.



Maassstab 1:40

Fig 6 Deformations-Polygon für den Horizontalschub Eins' (Nach Willard)

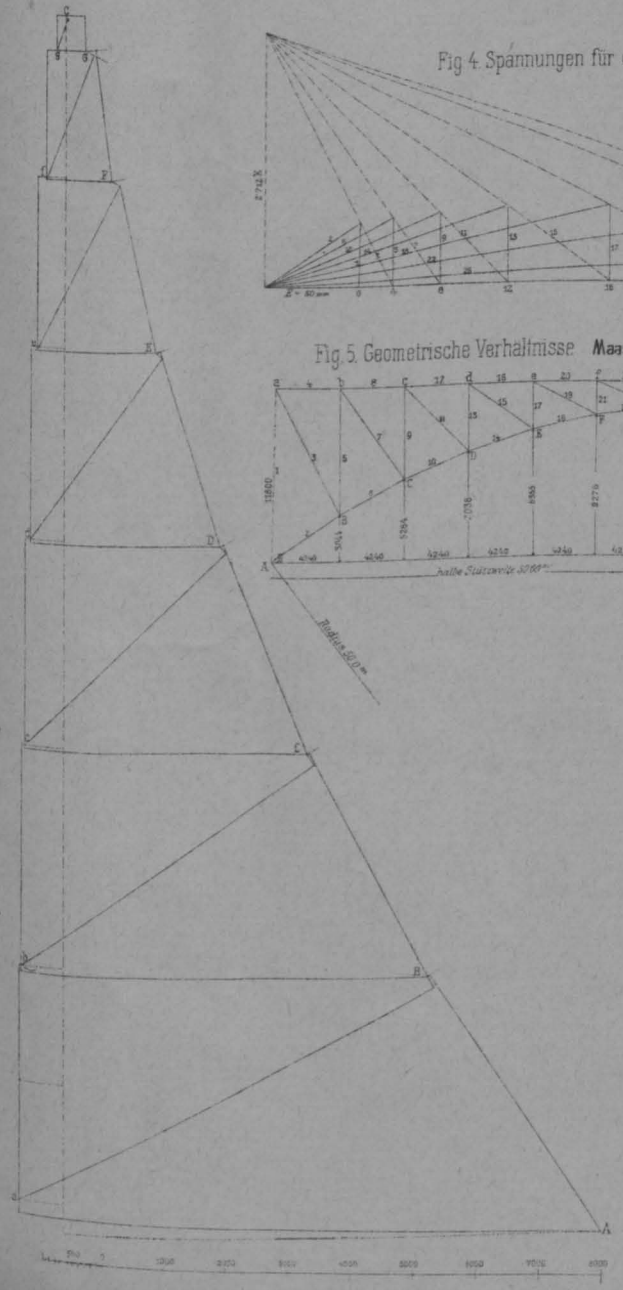


Fig 1. Ansicht der Tragwand

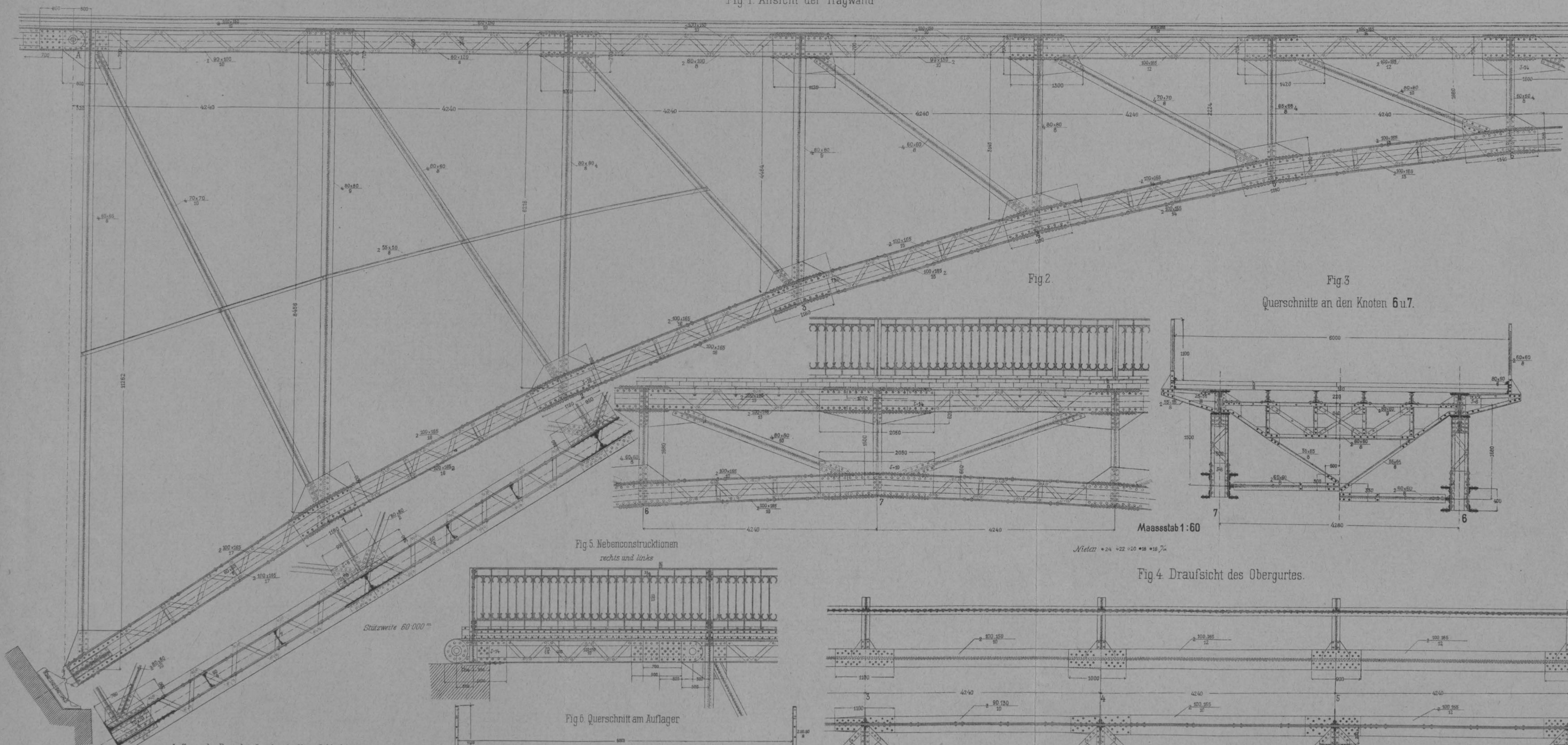


Fig 2

Fig 3

Querschnitte an den Knoten 6 u. 7.

Fig 5. Nebenconstructionen
rechts und links

Maassstab 1:60

Nieten = 24 + 22 + 20 + 18 + 16 7/8

Fig 4. Draufsicht des Obergurtes.

Auflager der Bogenbrücke über die Noce Schlucht
bei St. Giustina.

Fig 9

Fig 10.

Maassstab 1:20

Fig 6. Querschnitt am Auflager

Fig 7. Anschluss der Nebenconstructionen an die Bogenbrücke

Fig 8.

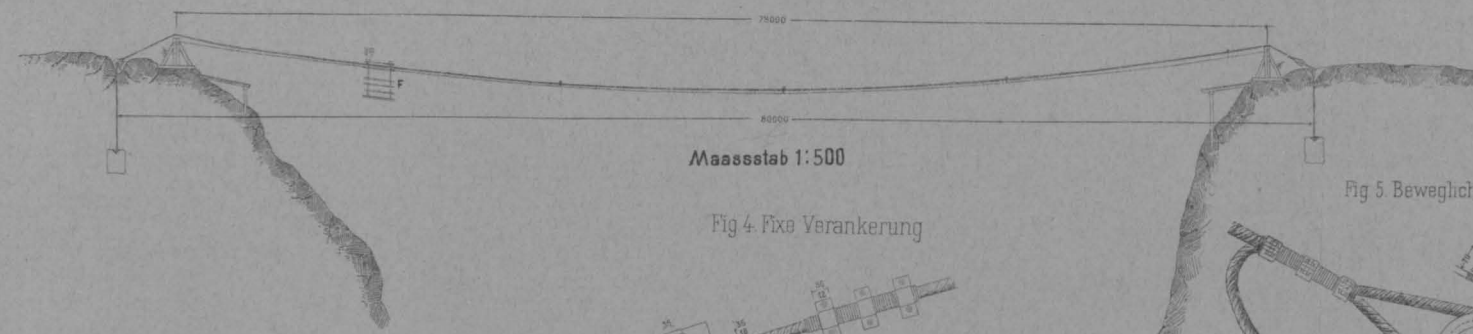
Maassstab 1:20

Fig 4a. Obere Windverstrebung

Fig 4b. Untere Windverstrebung

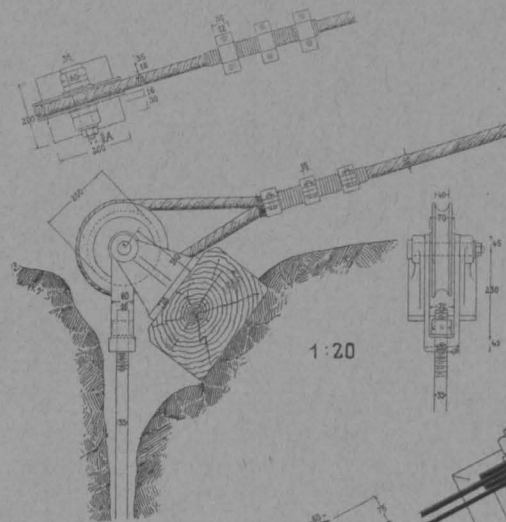
Maassstab 1:60

Fig. 1 Drahtseilbahn über die Noce Schlucht bei St. Giustina



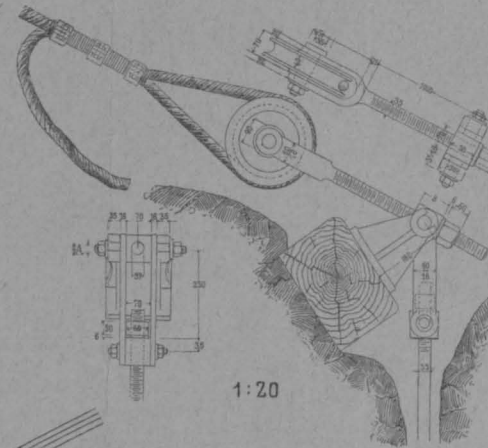
Maassstab 1:500

Fig. 4 Fixe Verankerung



1:20

Fig. 5 Bewegliches Seilende



1:20



Fig. 7 Loch A



Fig. 6 Montage-Gerüste

Maassstab 1:500

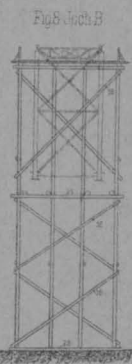


Fig. 8 Loch B

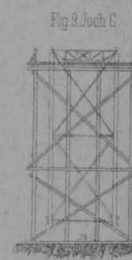
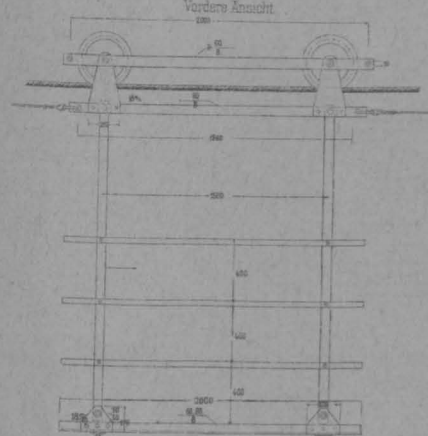


Fig. 9 Loch C

Fig. 2 Transportschale F



Maassstab 1:50

Fig. 3 Seiten-Ansicht

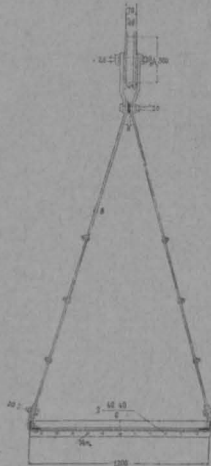
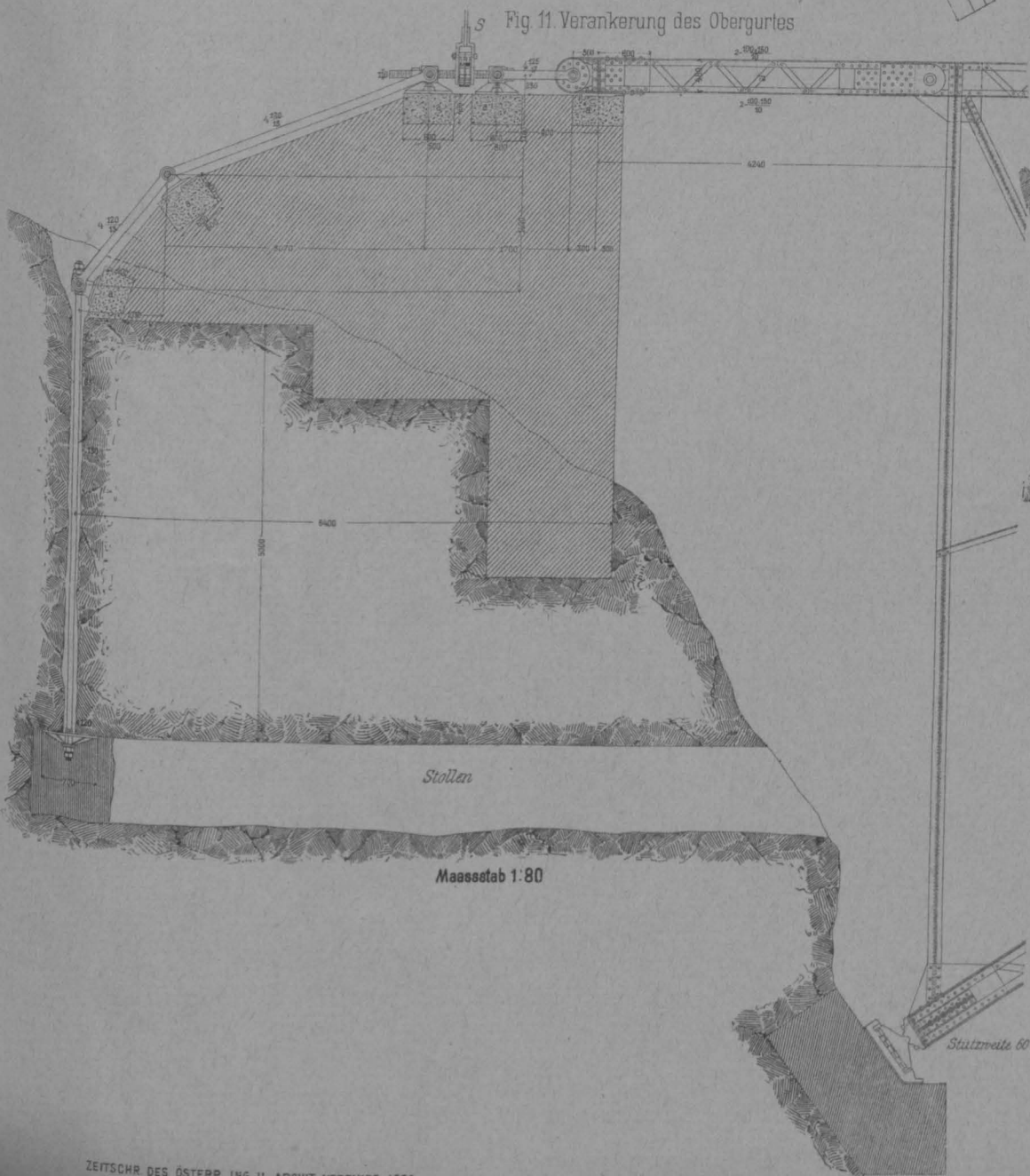
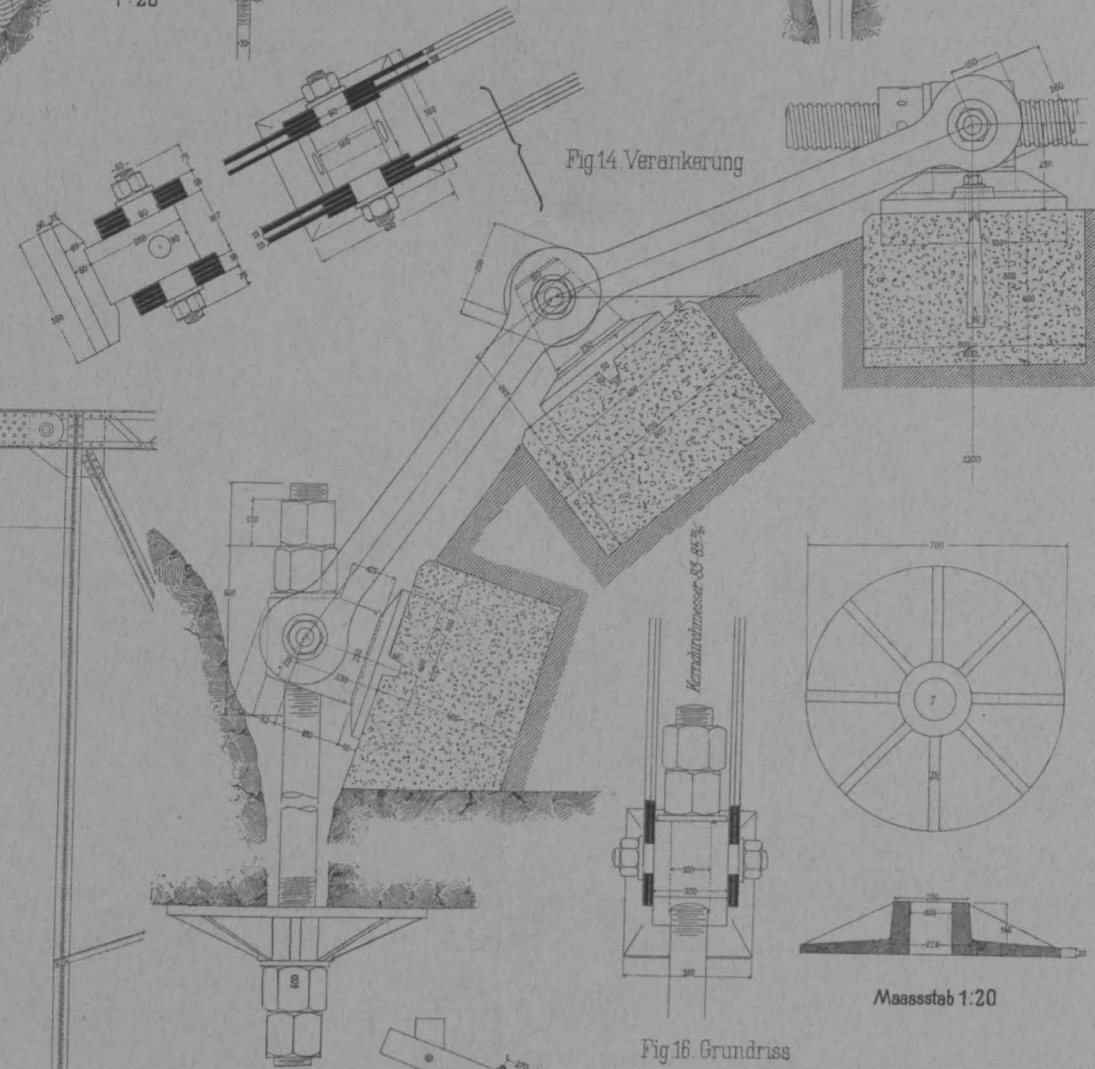


Fig. 11 Verankerung des Obergurtes



Maassstab 1:80

Fig. 14 Verankerung



Maassstab 1:20

Fig. 16 Grundriss

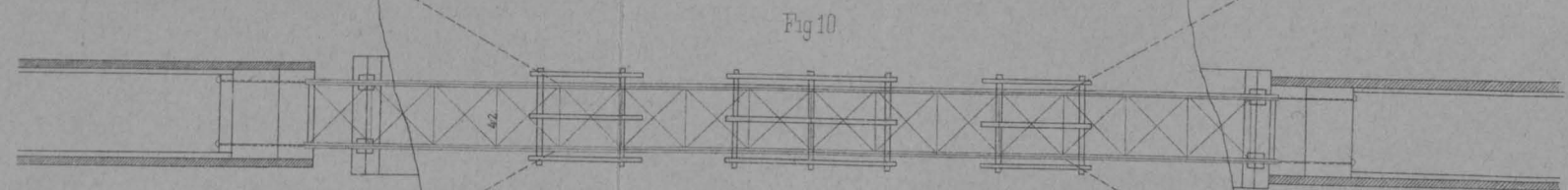
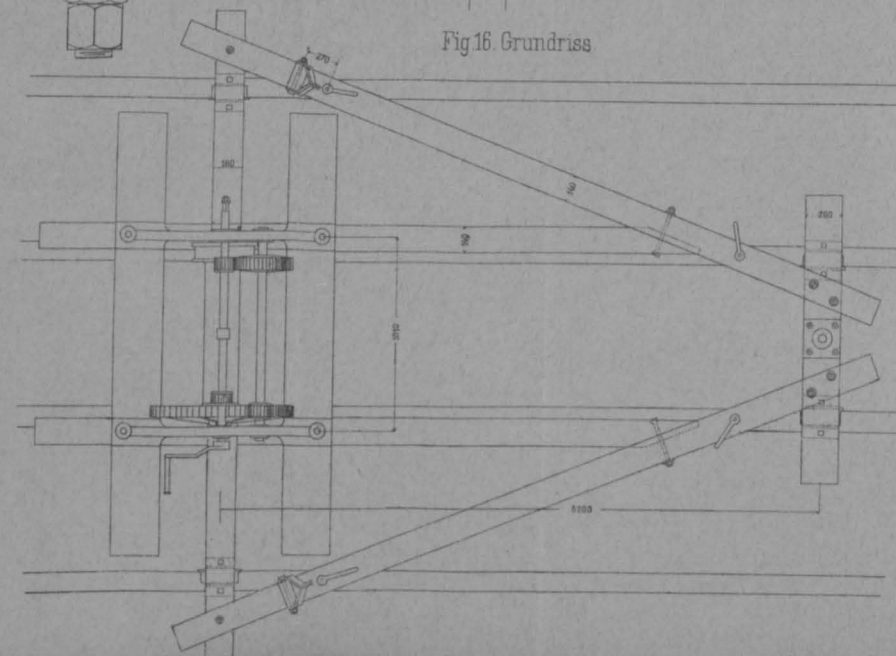


Fig. 10

Maassstab 1:500

Verankerung der Strassenbrücke über die Noce Schlucht bei St. Giustina

Fig. 12 Ansicht

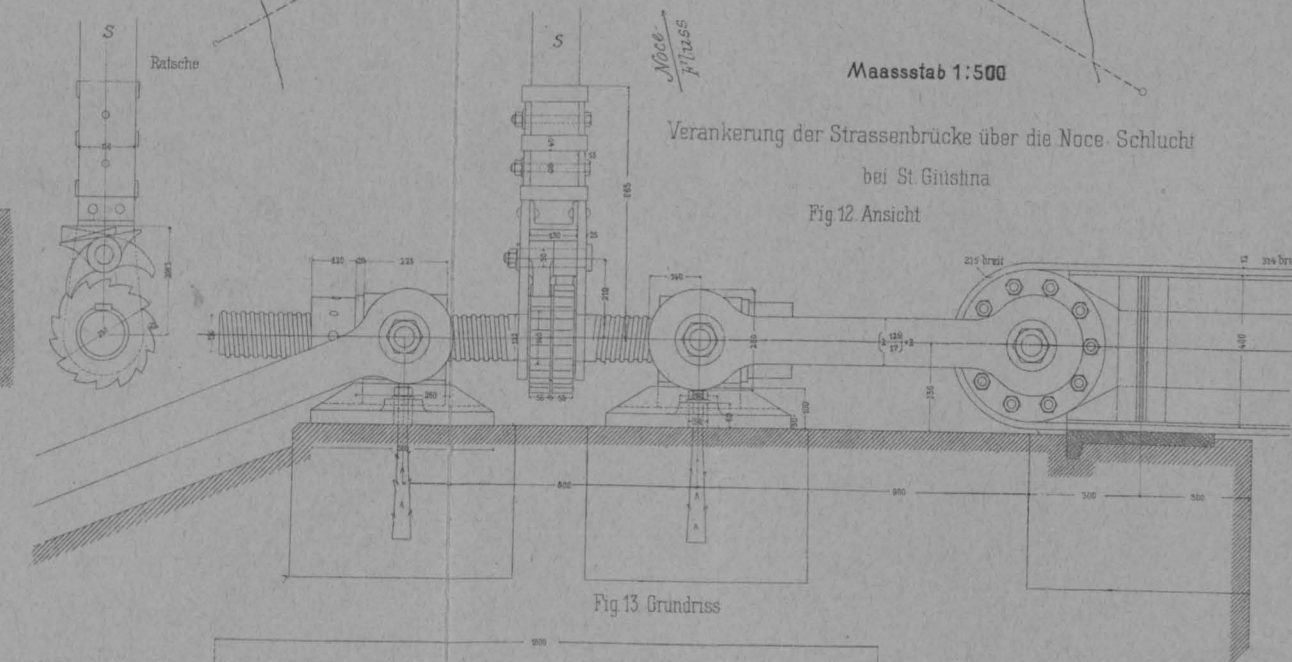
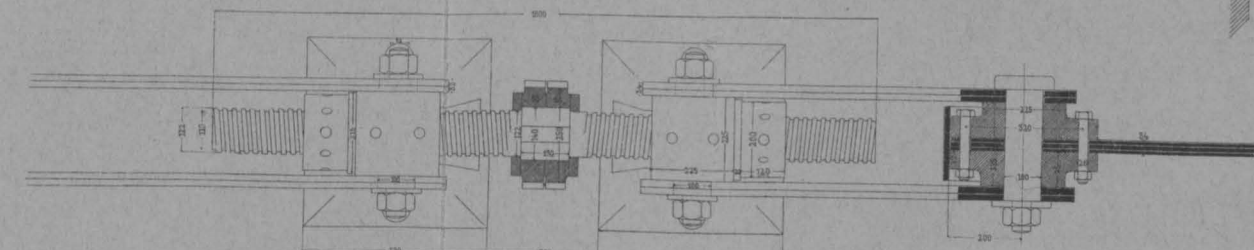


Fig. 13 Grundriss



Maassstab 1:20

Fig. 15 u. 16 Mastenkrahn zur Giustina-Brücke

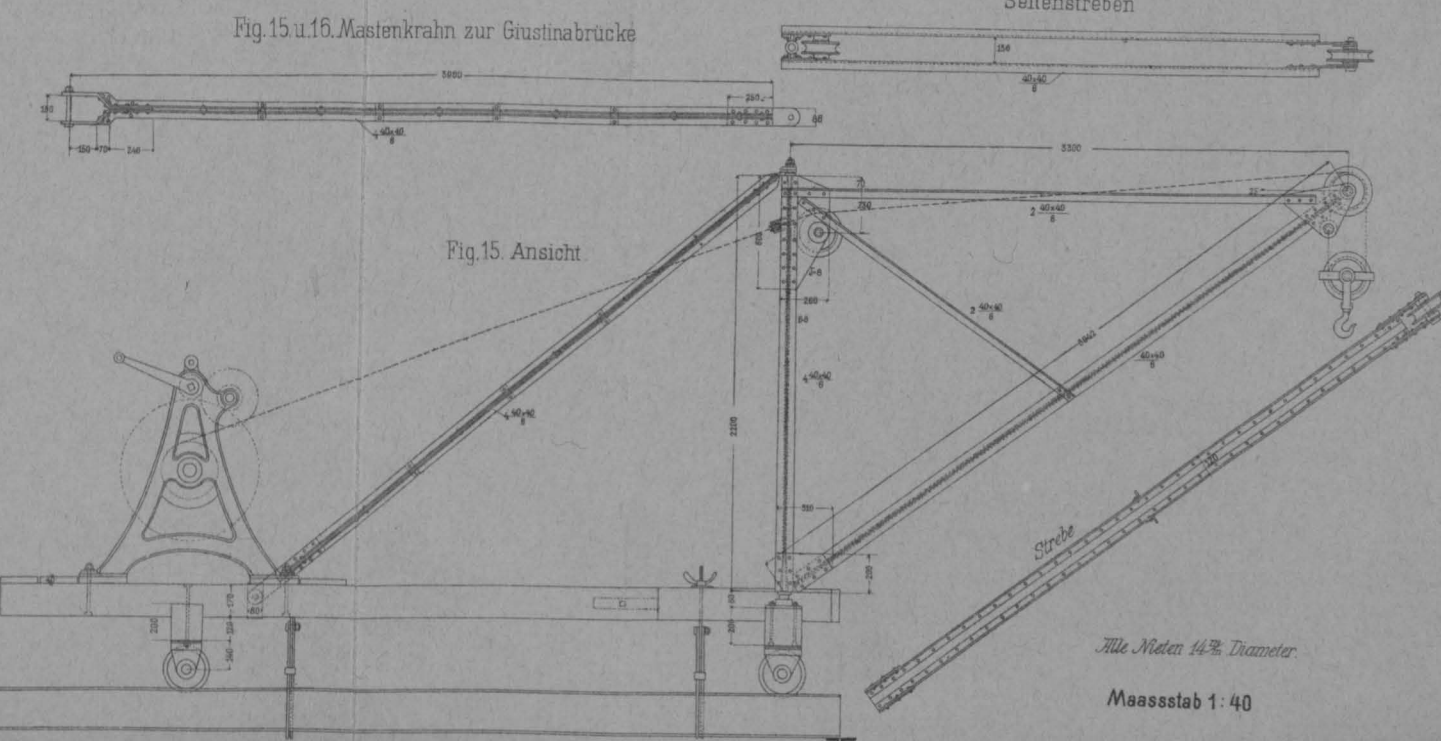


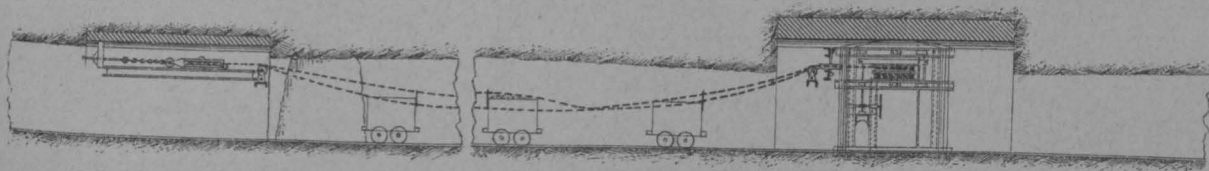
Fig. 15. Ansicht

Seitenstreben

Alle Nieten 1 1/2" Diameter

Maassstab 1:40

Fig. 2.



Aufriss
Grundriss
der fünften Parallele.

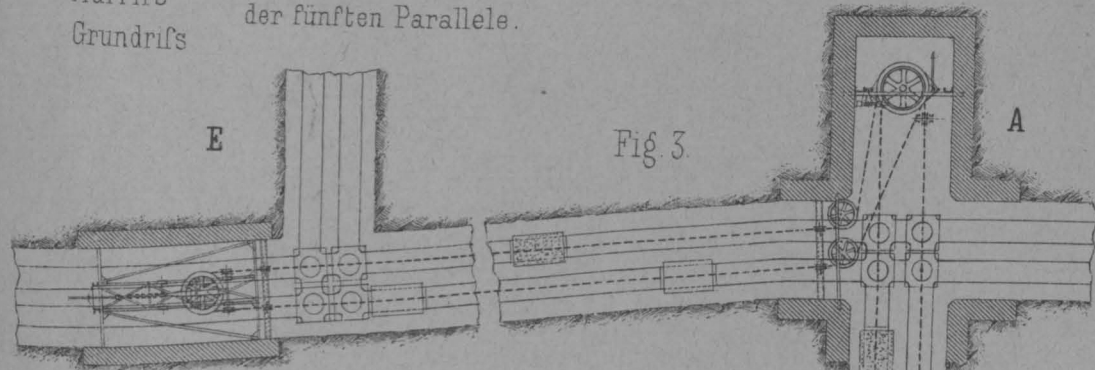


Fig. 3.

Grubenkarte
vom
Mayrau-Schachte in Kladno.

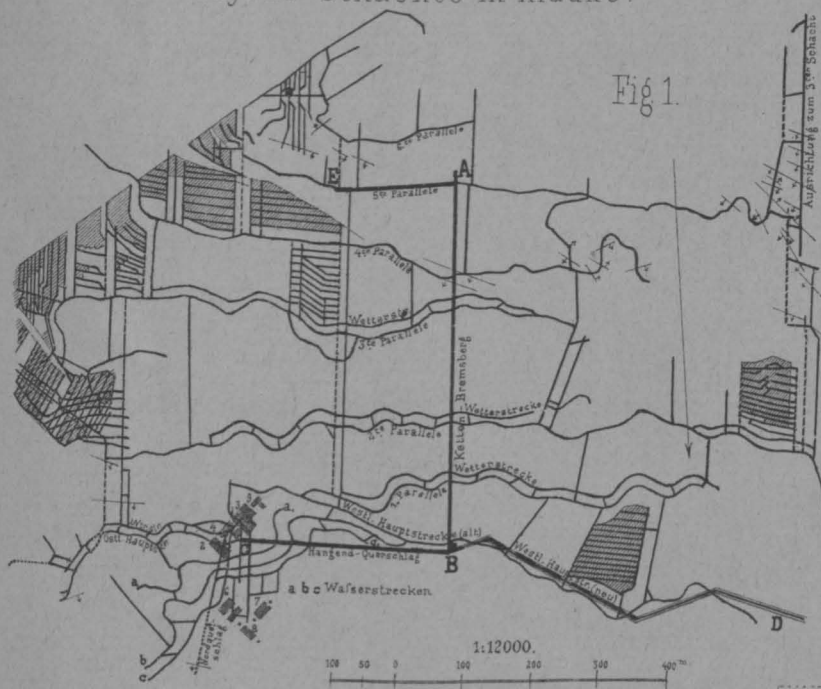
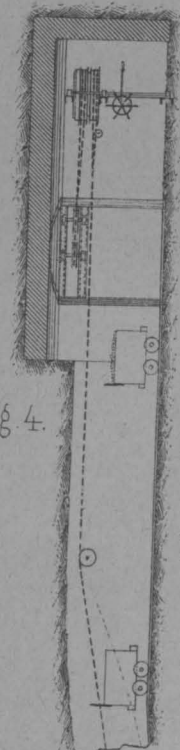


Fig. 1.

Fig. 4.



AB. Bremsberg-Kettenförderung
von der fünften Parallele bis
zur Kettenbremse.

AE. Strecken-Kettenförderung
auf der fünften Parallele bis
zur Kettenbremse

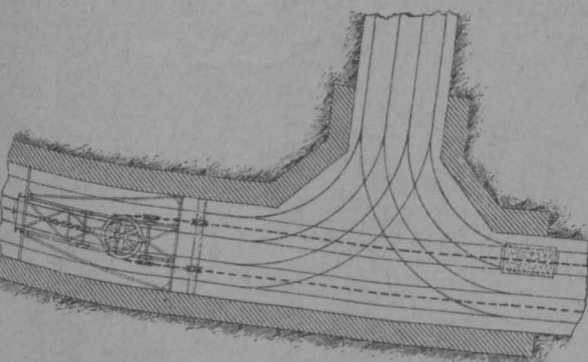
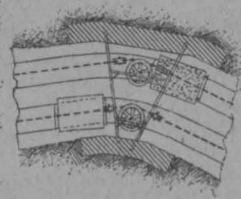
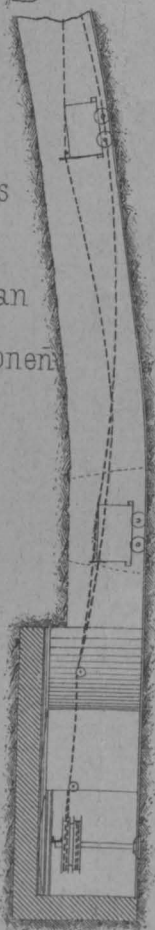
BC. Strecken-Kettenförderung
am Hangendquerschlag bis zu
den beiden Schächten

BD. Strecken-Kettenförderung
auf der Hauptstrecke bis zum
proj. 2^{ten} Kettenbremsberg.

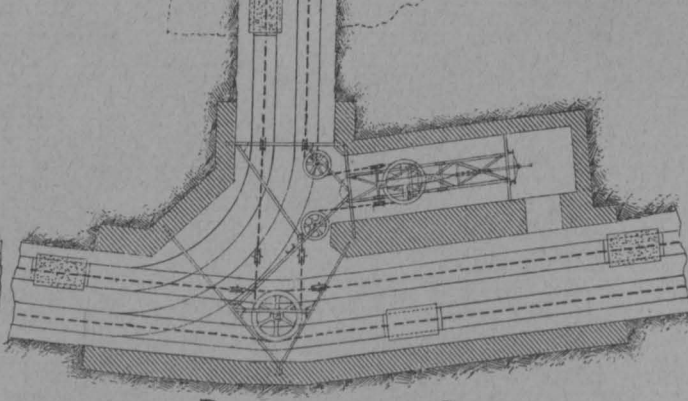
Grundriss
des
Ketten-Bremsberges an
seinen beiden Endstationen



Aufriss

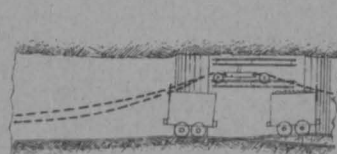
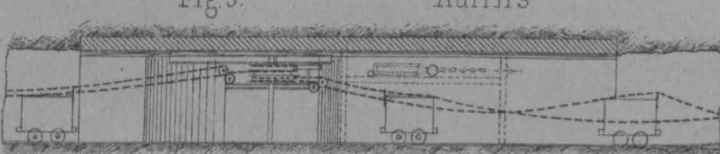
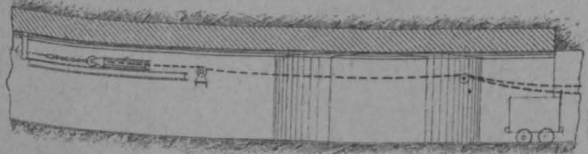


c Grundriss
Aufriss
des Hangend-Querschläges.



B
Fig. 5.

Grundriss
Aufriss
der neuen westl. Hauptstrecke. D



1:200.

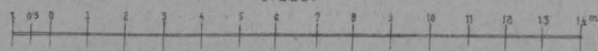


Fig. 1 Grubenkarte des k.k. Julius III-Schachtes zu Brück.

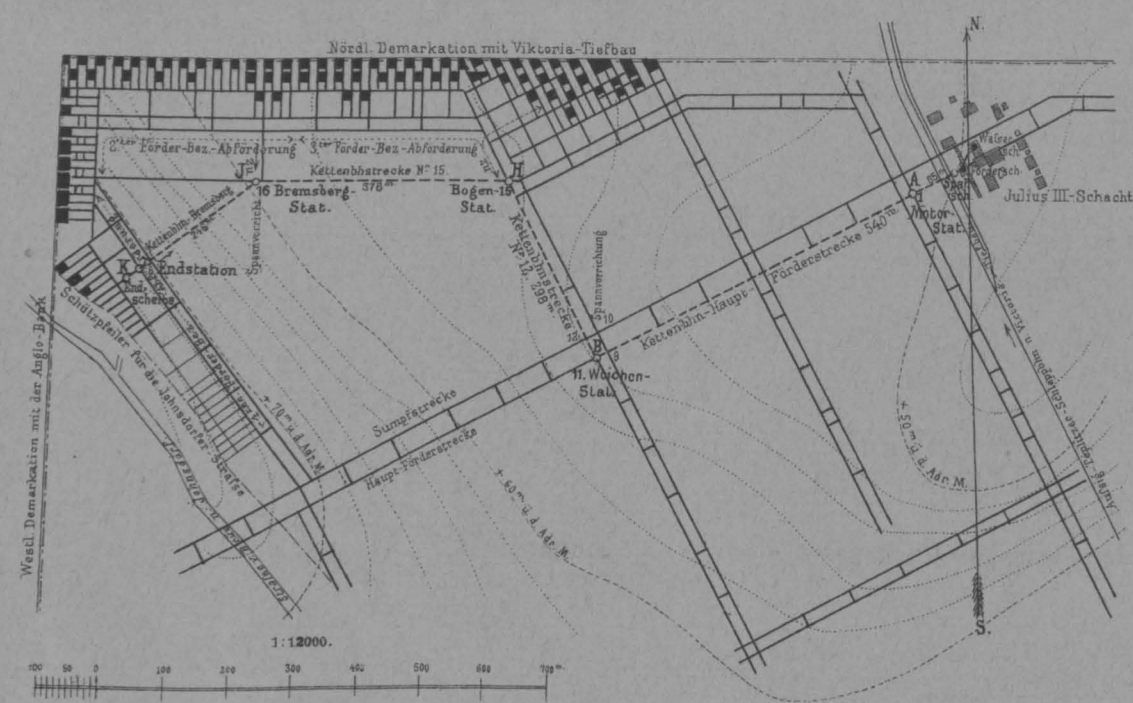


Fig. 2-6. Übersichtsplan der Kettenförderung auf dem k.k. Julius III-Schachte zu Brück.
Fig. 2.

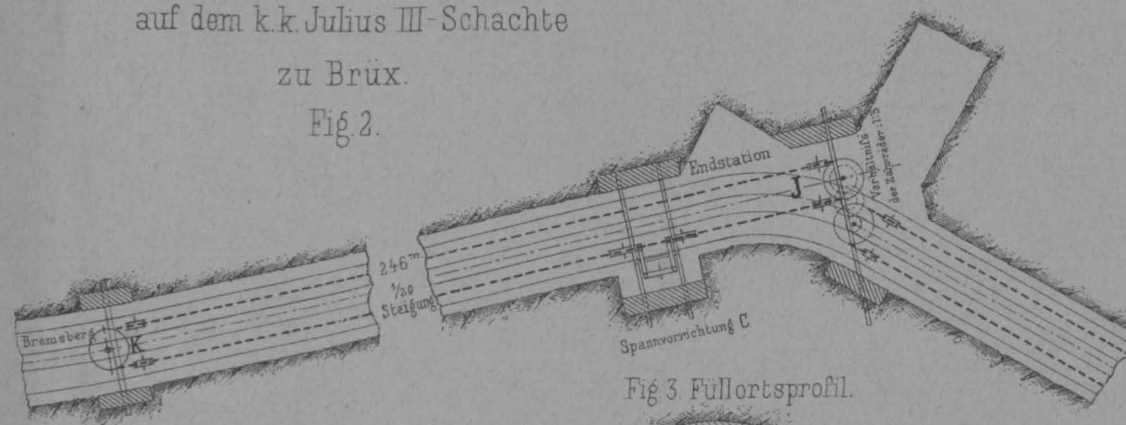


Fig. 3 Füllortsprofil.

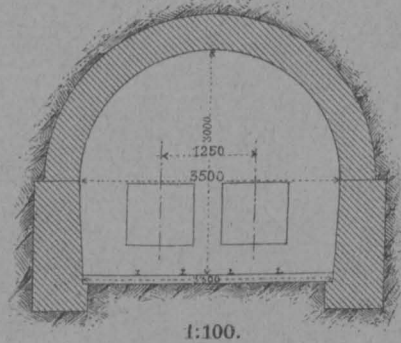
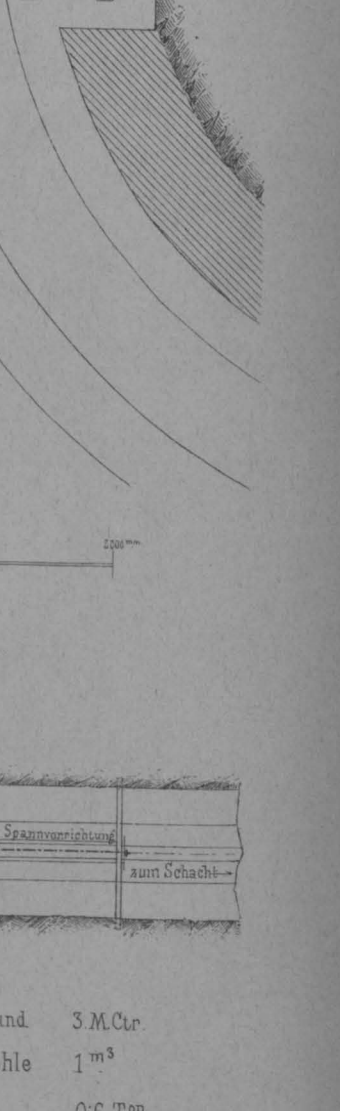
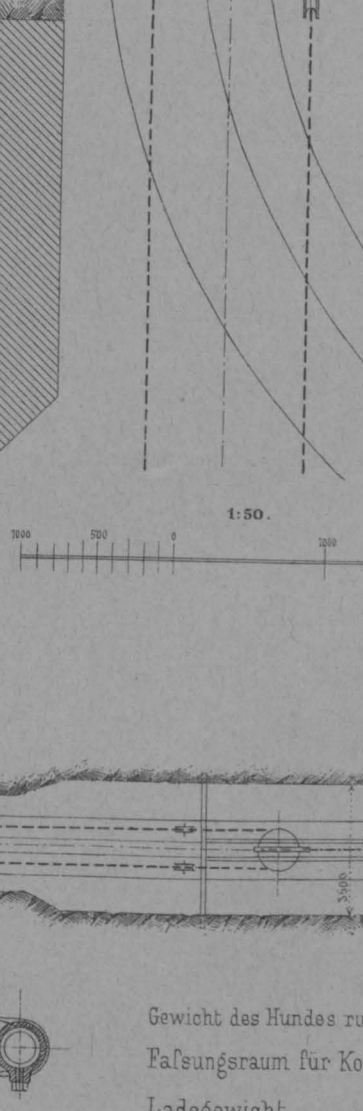
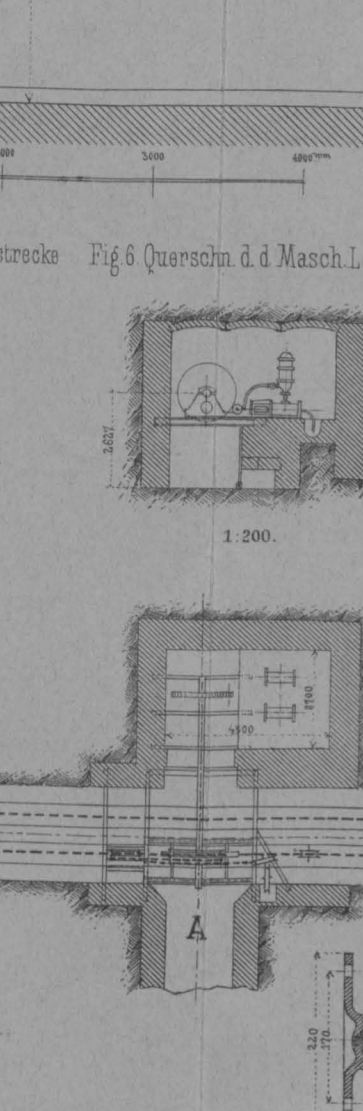
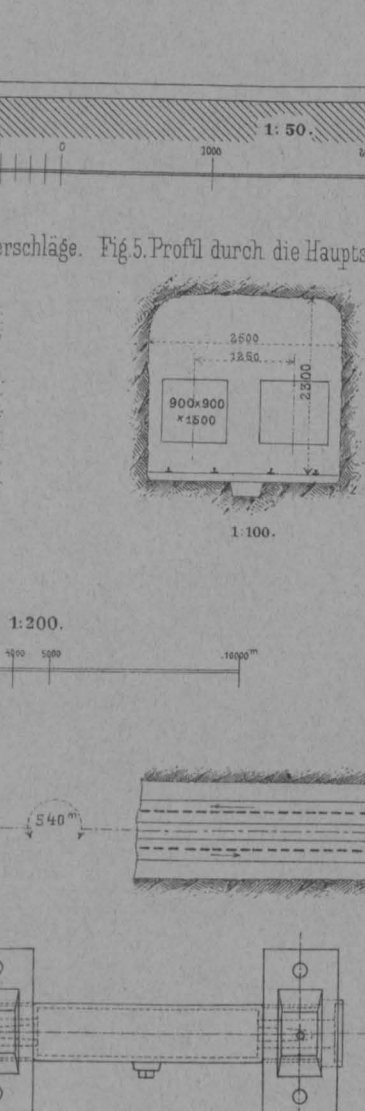
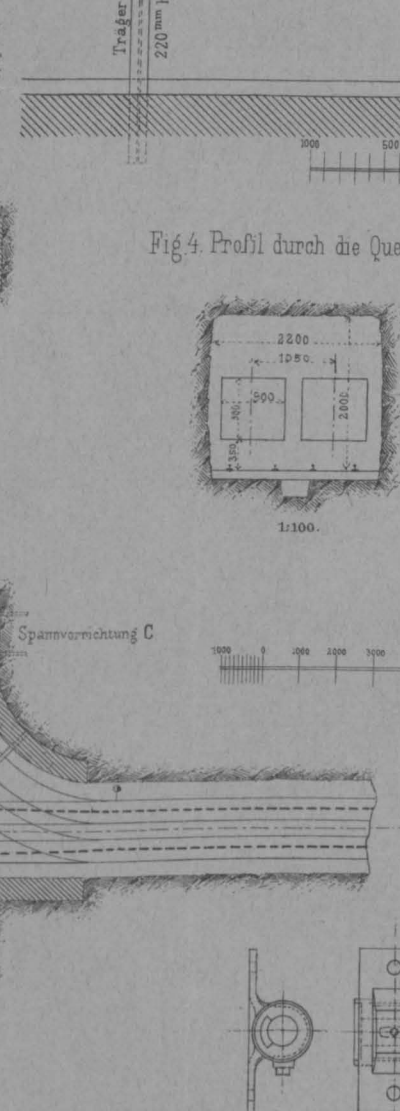
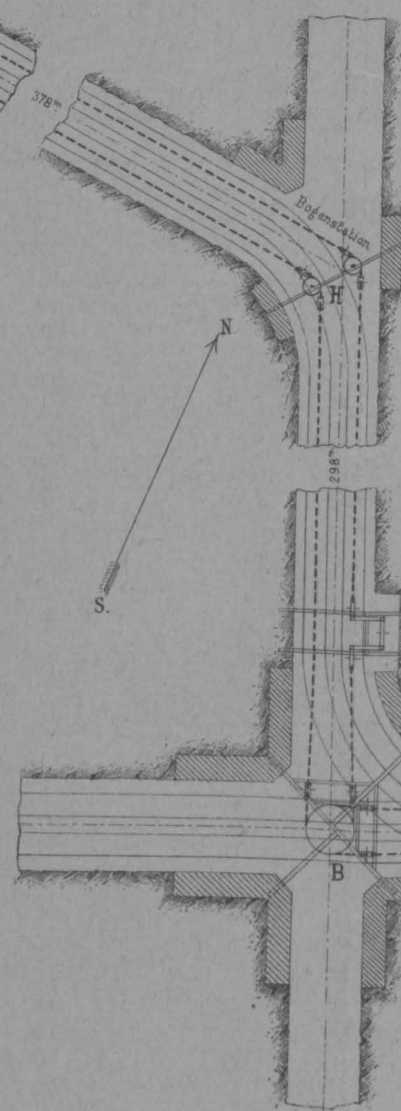
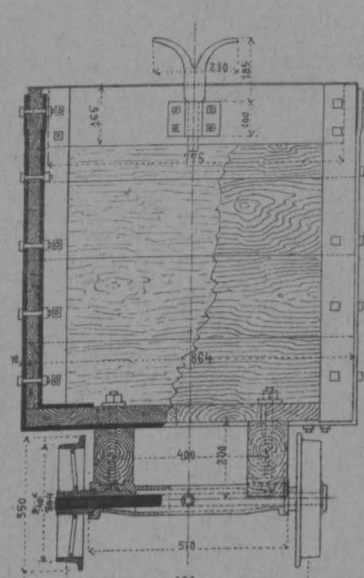
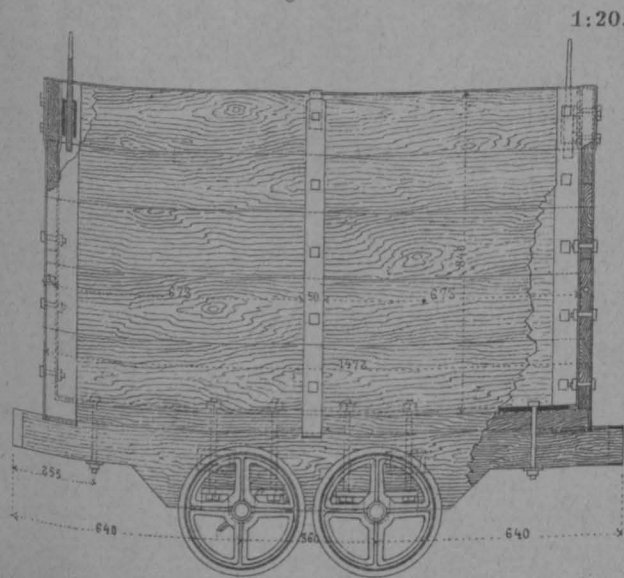


Fig. 11-16. Grubenhund des k.k. Julius III-Schachtes.



Gegen- und Spannscheibe im Füllorte.

Fig. 7

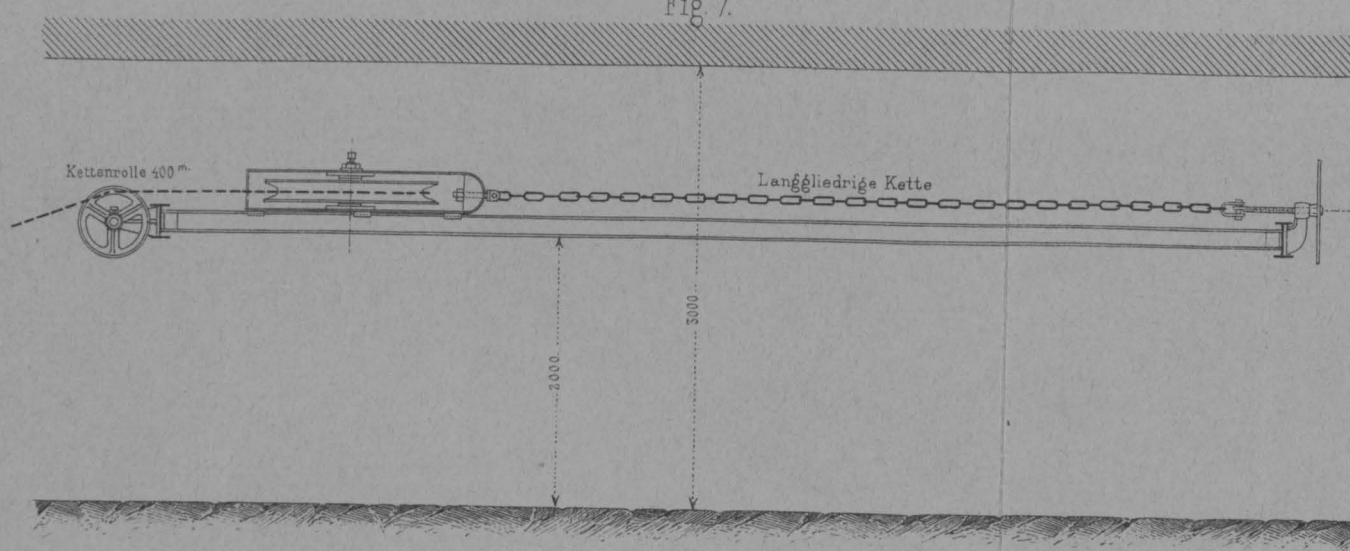


Fig. 8

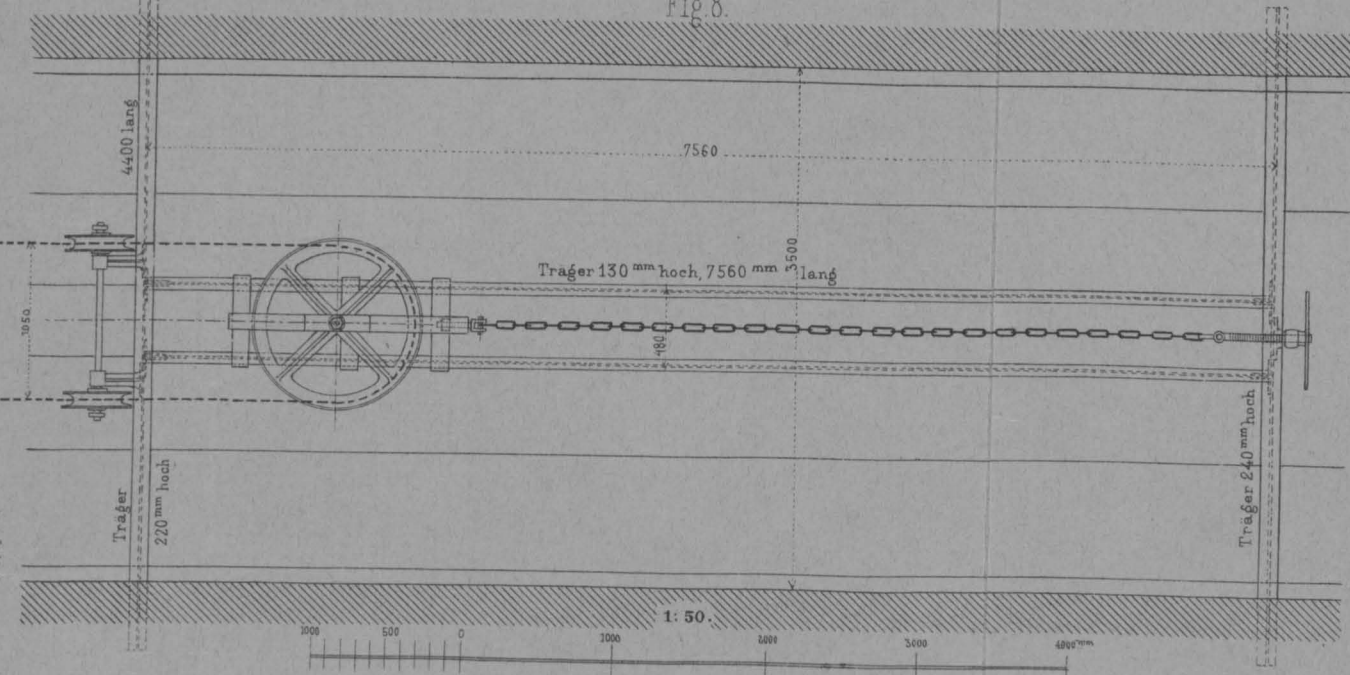
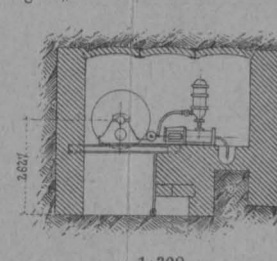
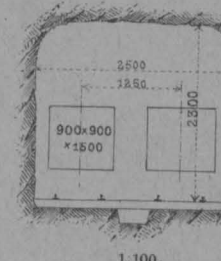
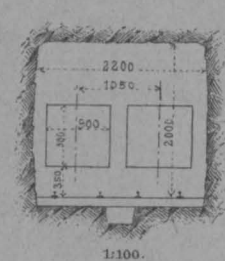


Fig. 4. Profil durch die Querschläge. Fig. 5. Profil durch die Hauptstrecke. Fig. 6. Querschn. d. d. Masch. Locale.



Spannvorrichtung im Querschläge N° 12. (Punkt C).

Fig. 9.

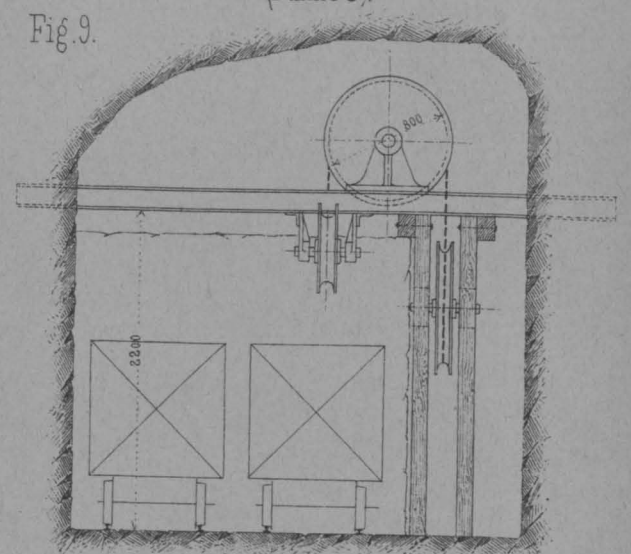
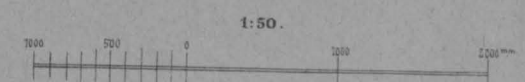
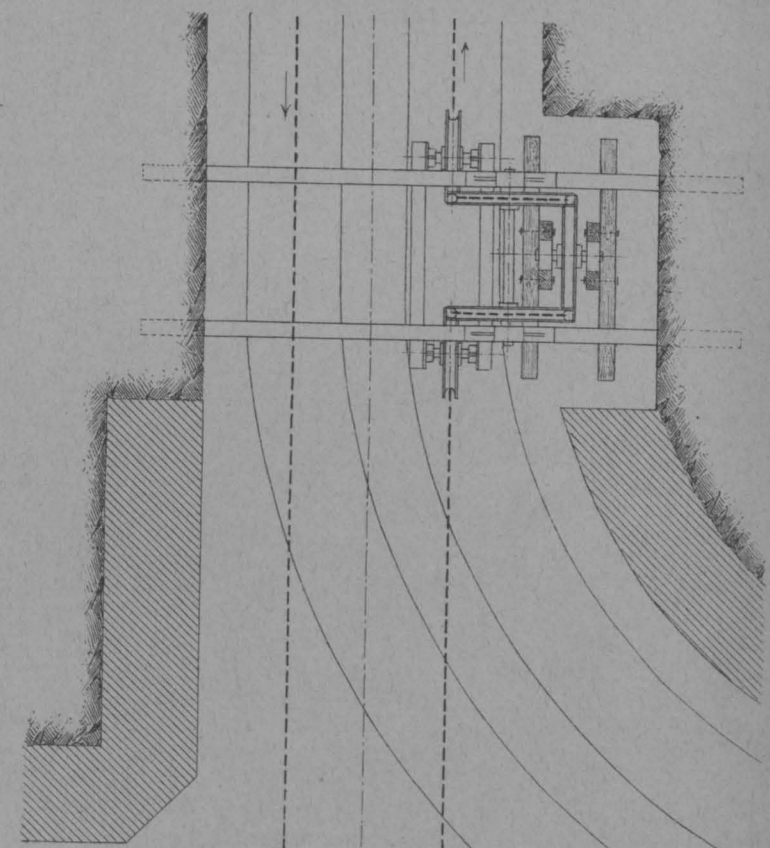


Fig. 10



Gewicht des Hundes rund 3 M.Ctr.
Füllungsraum für Kohle 1 m³
Ladegewicht 0.6 Ton.

Fig. 16.

Fig 1. Aufriss.

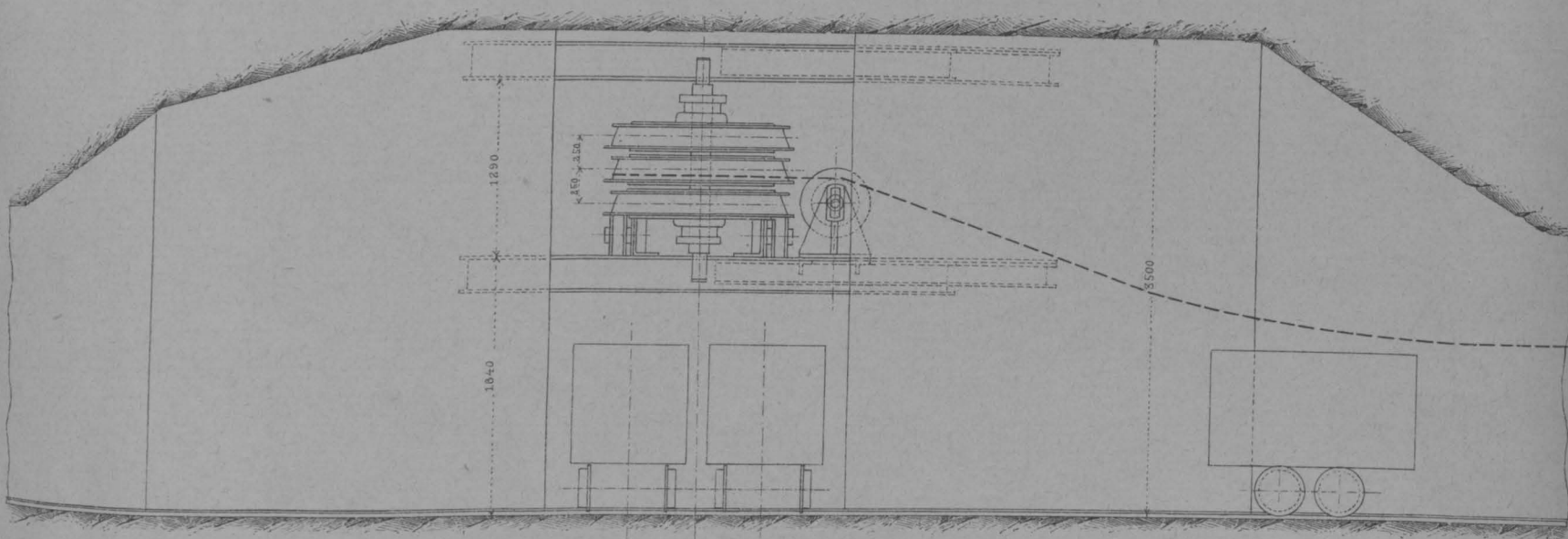
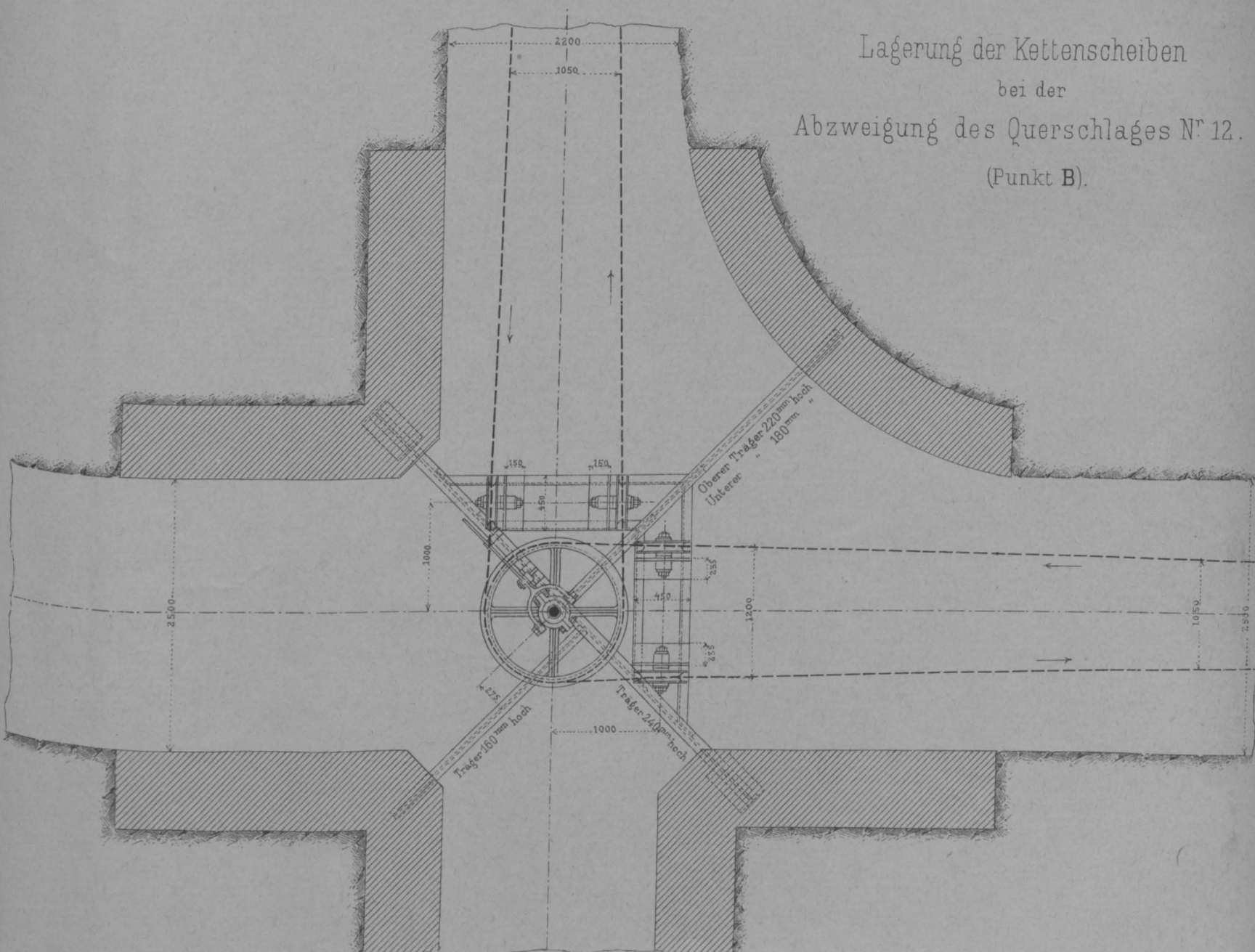


Fig. 2. Grundriss.

Lagerung der Kettenscheiben
bei der
Abzweigung des Querschlages N^o 12.
(Punkt B).



1:50.

Fig 1. Grundriss

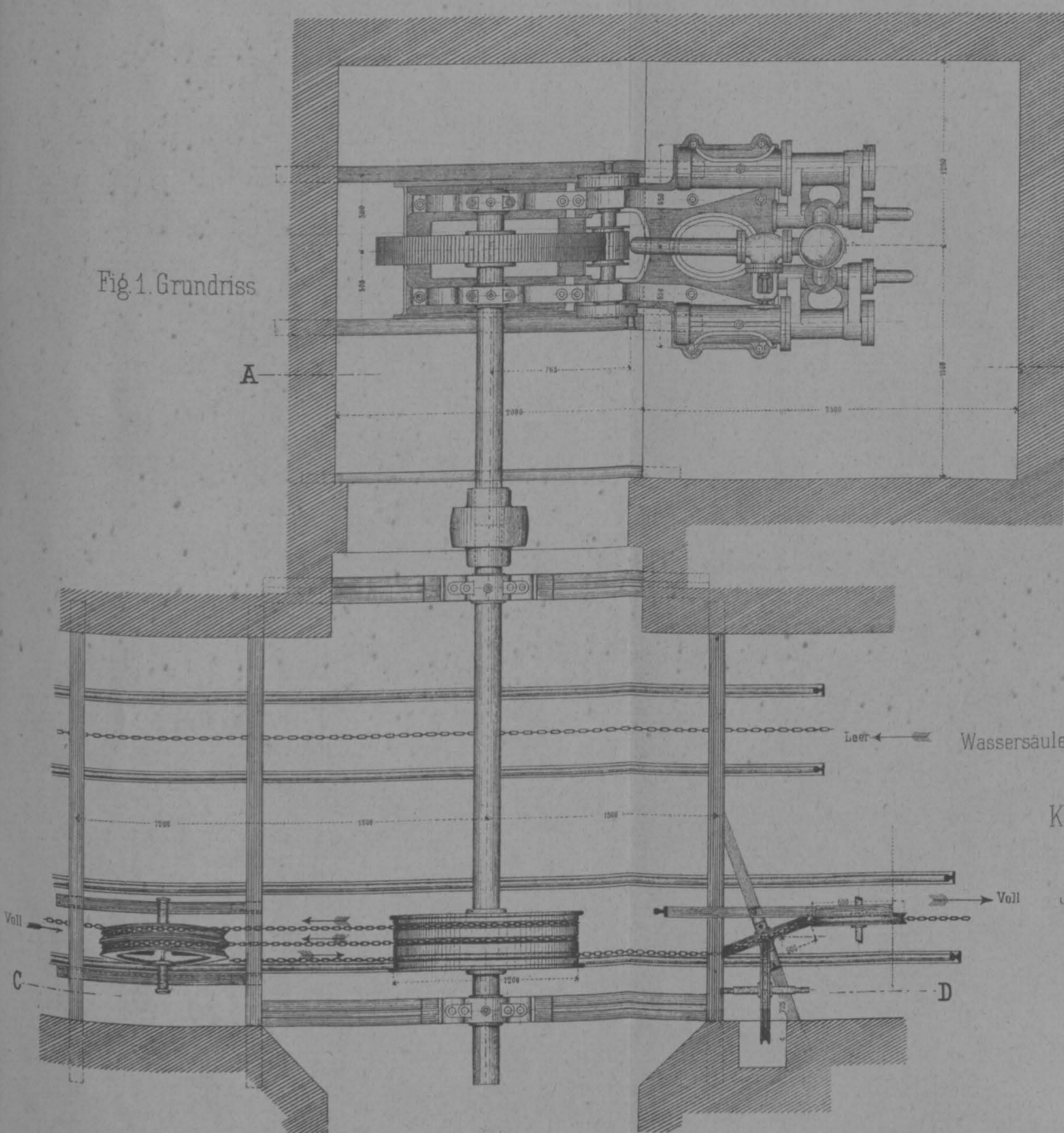


Fig 2. Schnitt AB

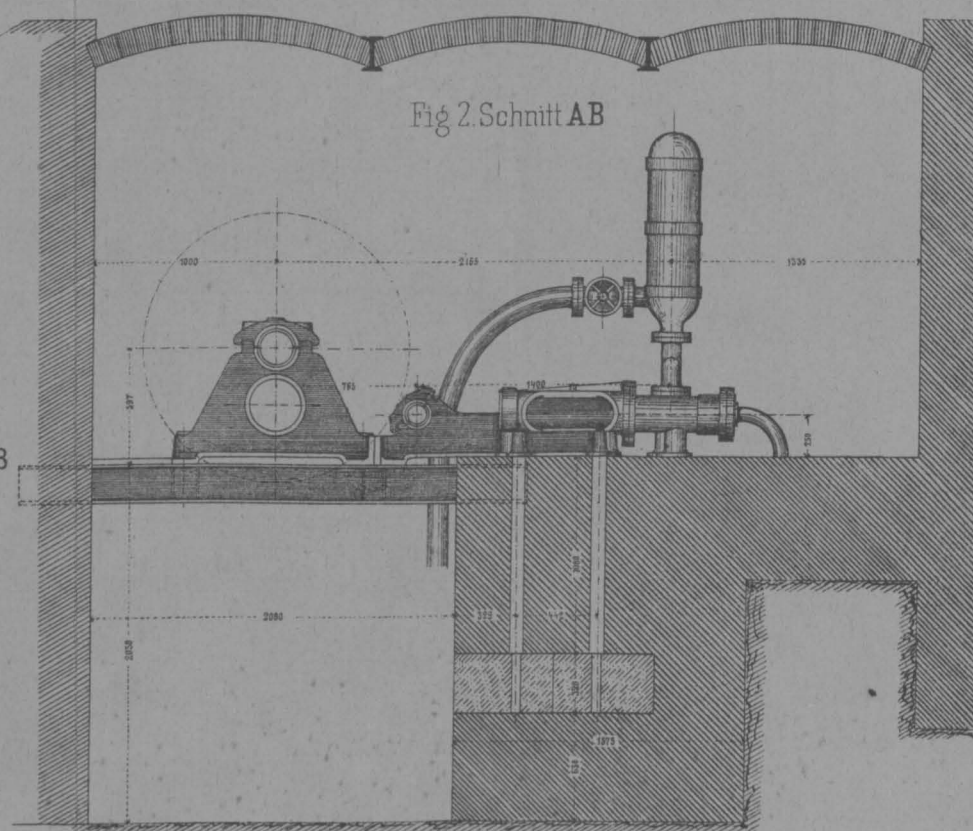


Fig 1-4
Wassersäulenmaschine sammt Antriebscheibe
für die
Kettenförderung
auf
Julius III Schacht
in Brux
1:40

Fig 3. Schnitt CD.

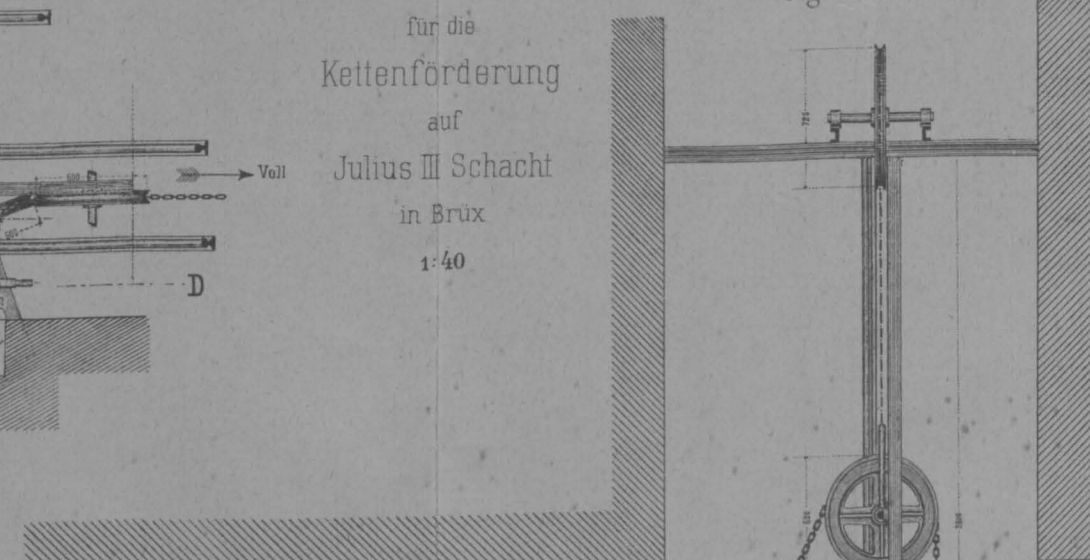
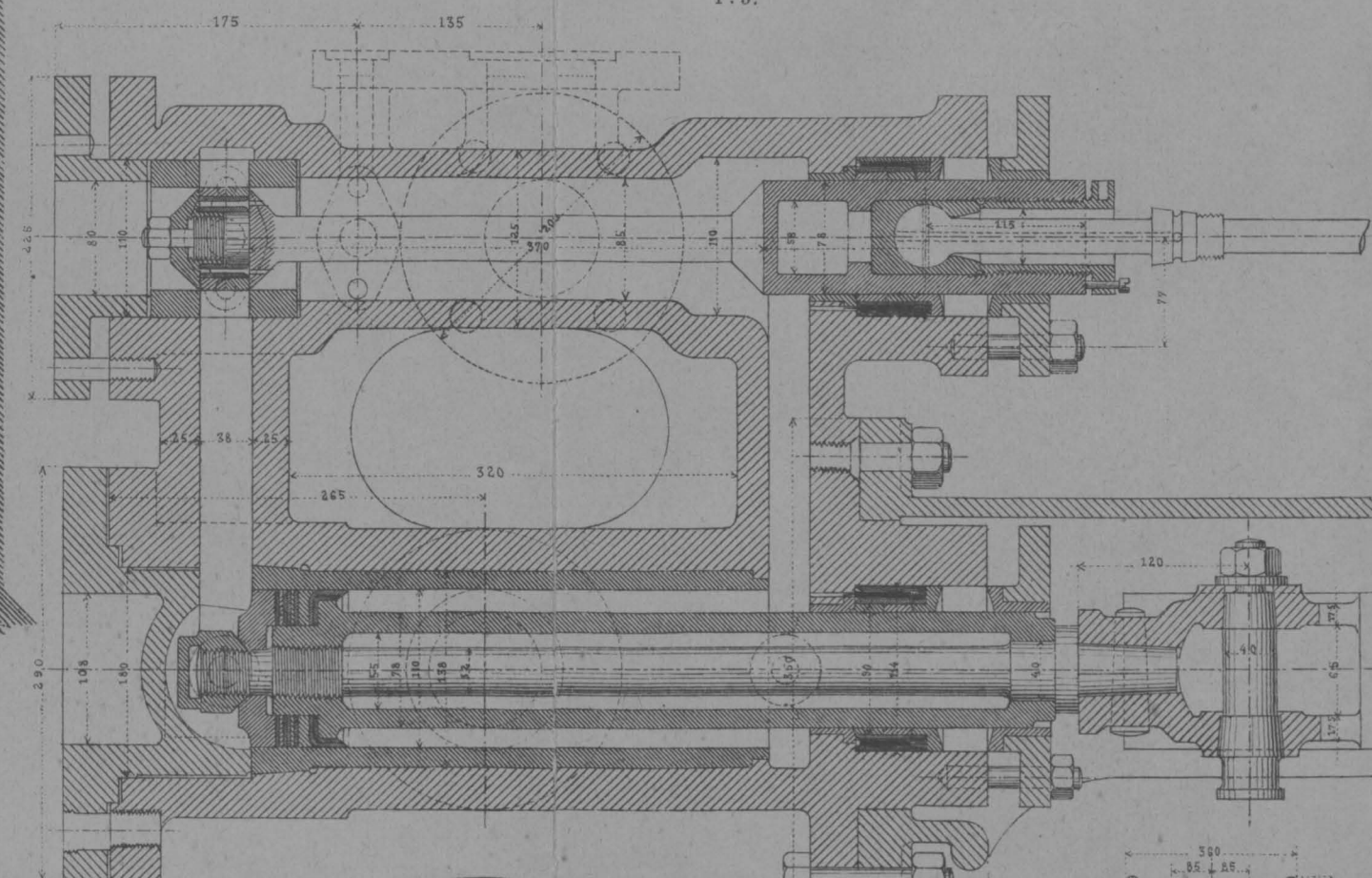


Fig 4. Wassersäulenmaschine (Detail der Zylinder)

1:5.



Antriebscheibe.

1:15

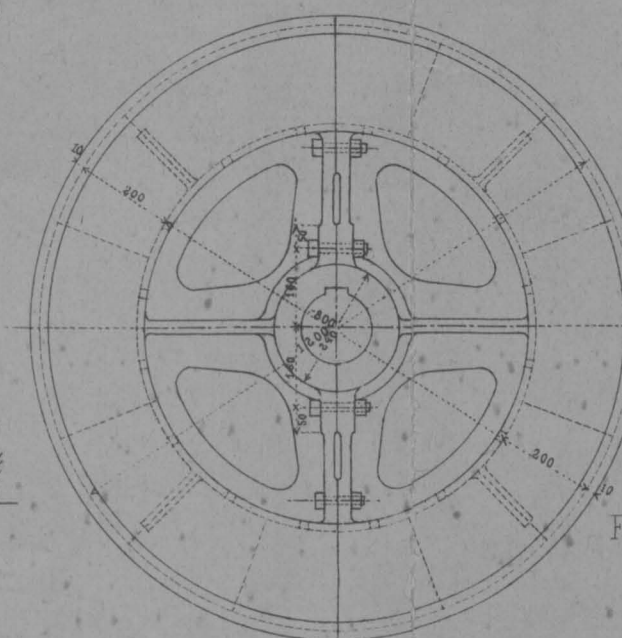
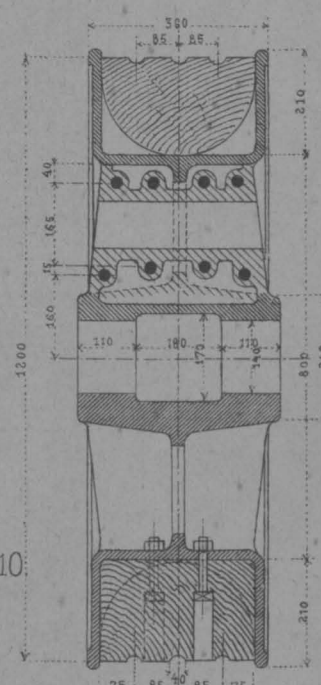


Fig 9.

Fig 10.



Ableitscheibe.

1:15.

Fig 11.

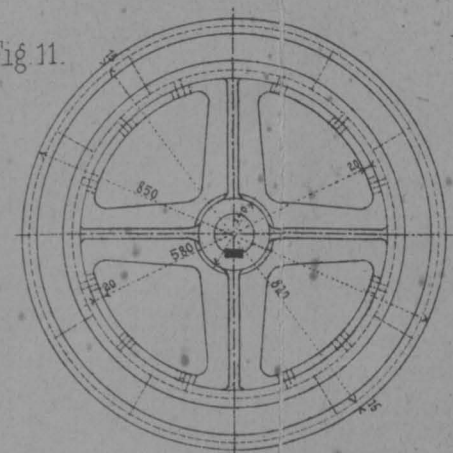


Fig 12.

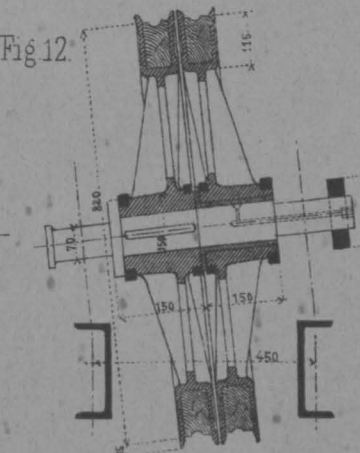
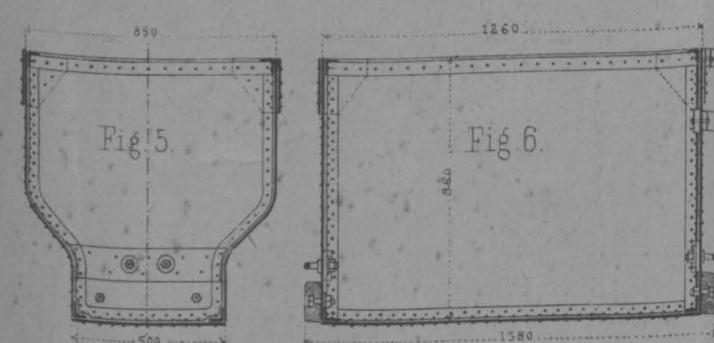
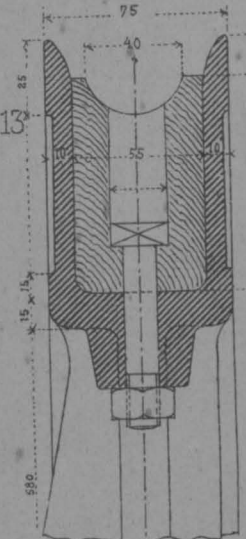


Fig 13.



Forderwagen der automotorischen
Kettenförderranlage
im Mayrauschachte zu Kladno.
Fig 7.

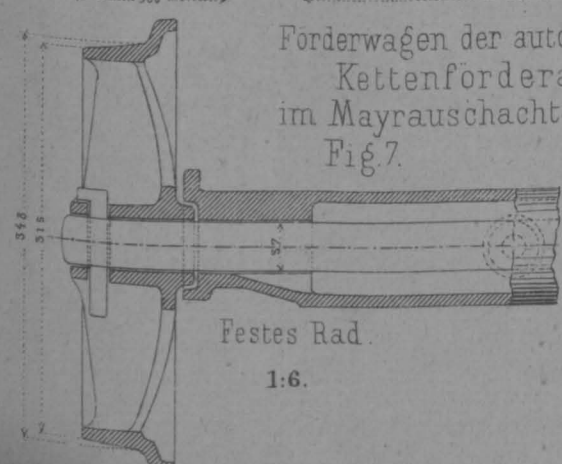
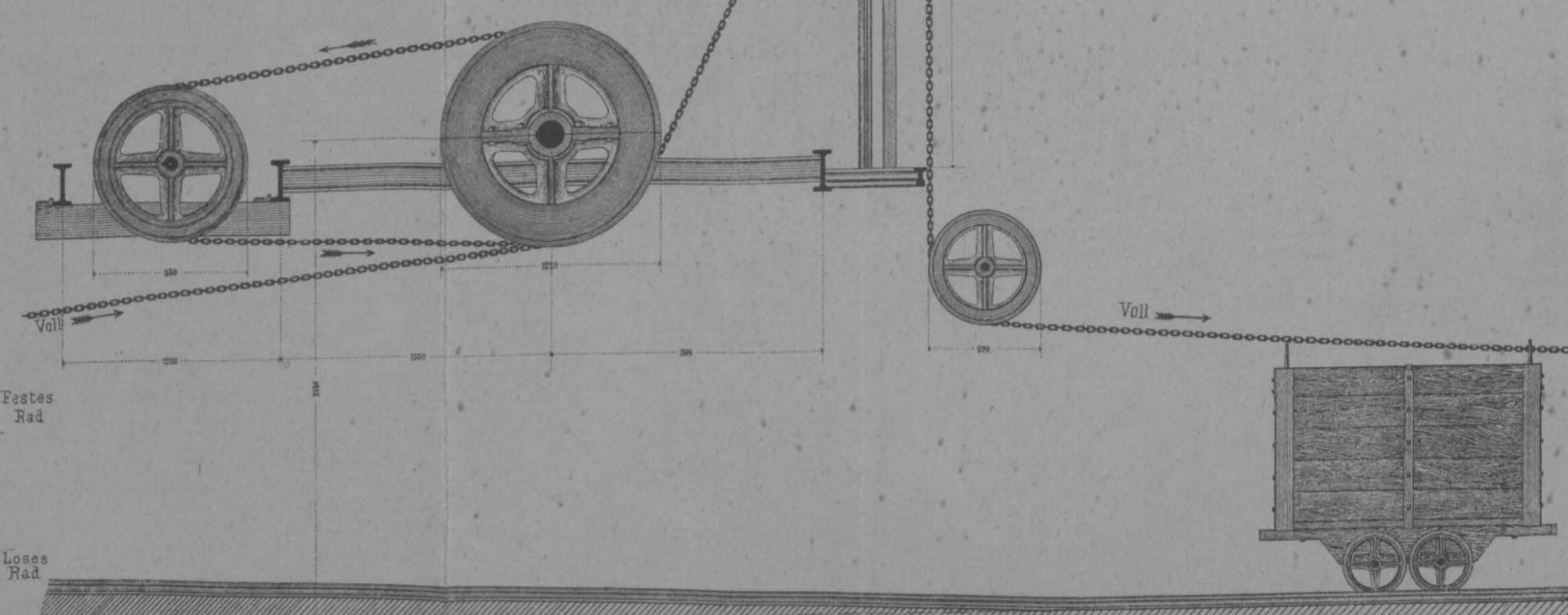
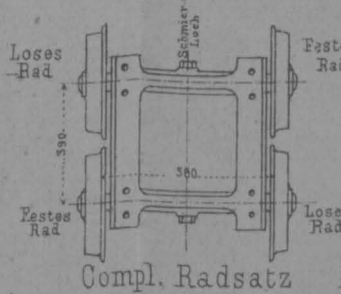


Fig 8.



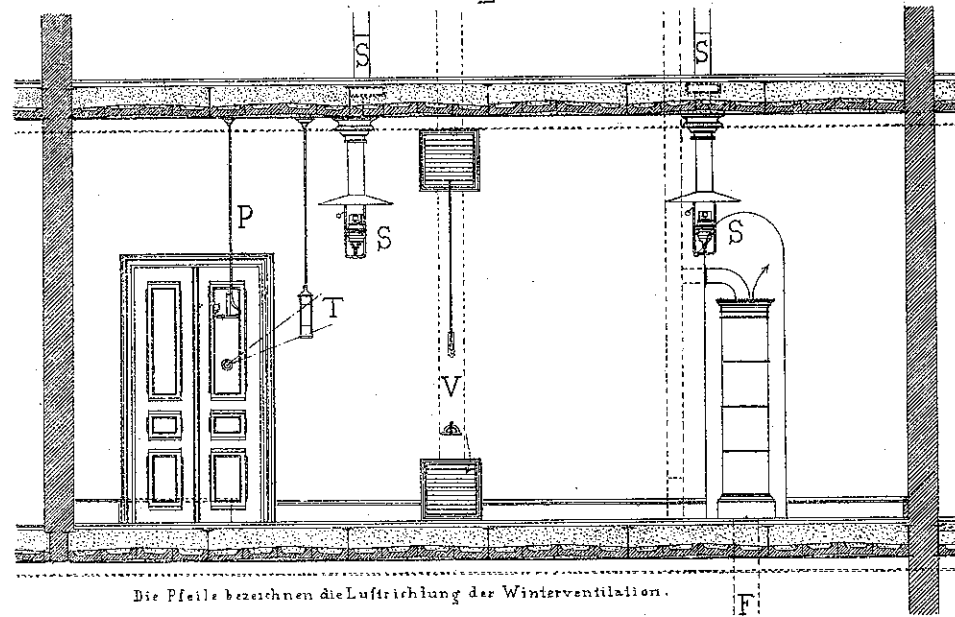
Compl. Radsatz

1:25.

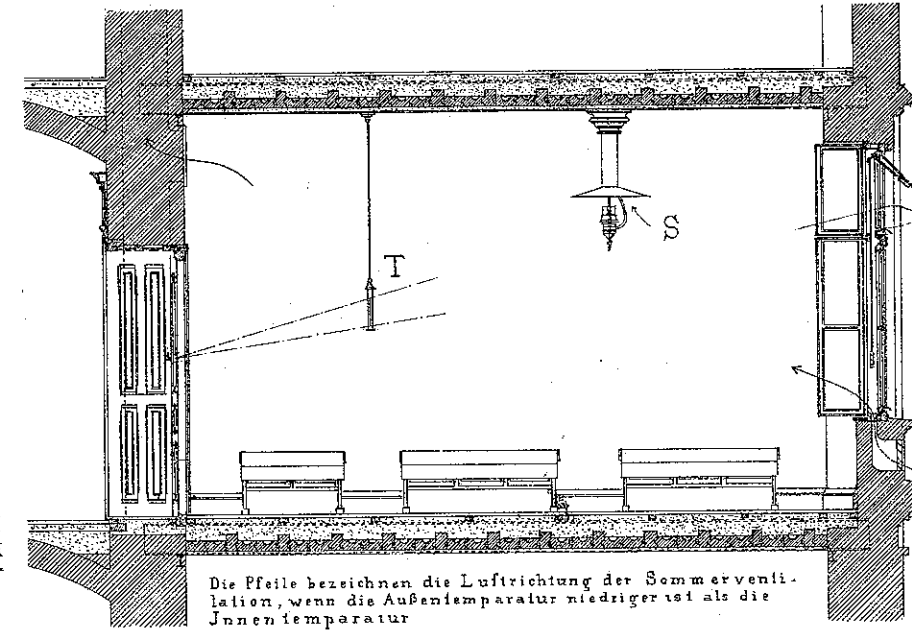
1:40

Einrichtung eines Lehrzimmers

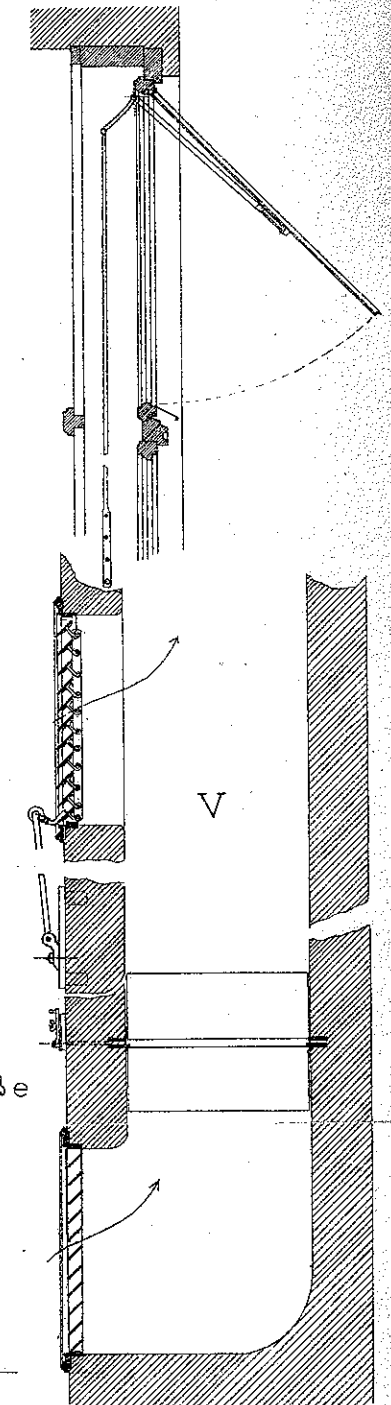
Längenschnitt



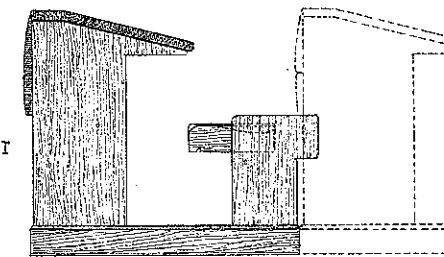
Querschnitt



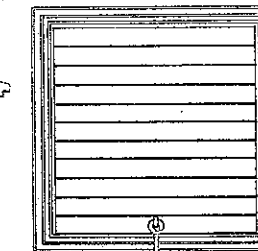
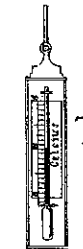
Ventilationsflügel



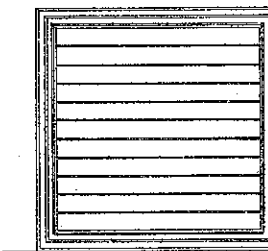
Schulbank



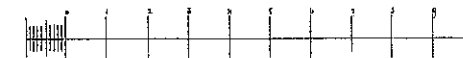
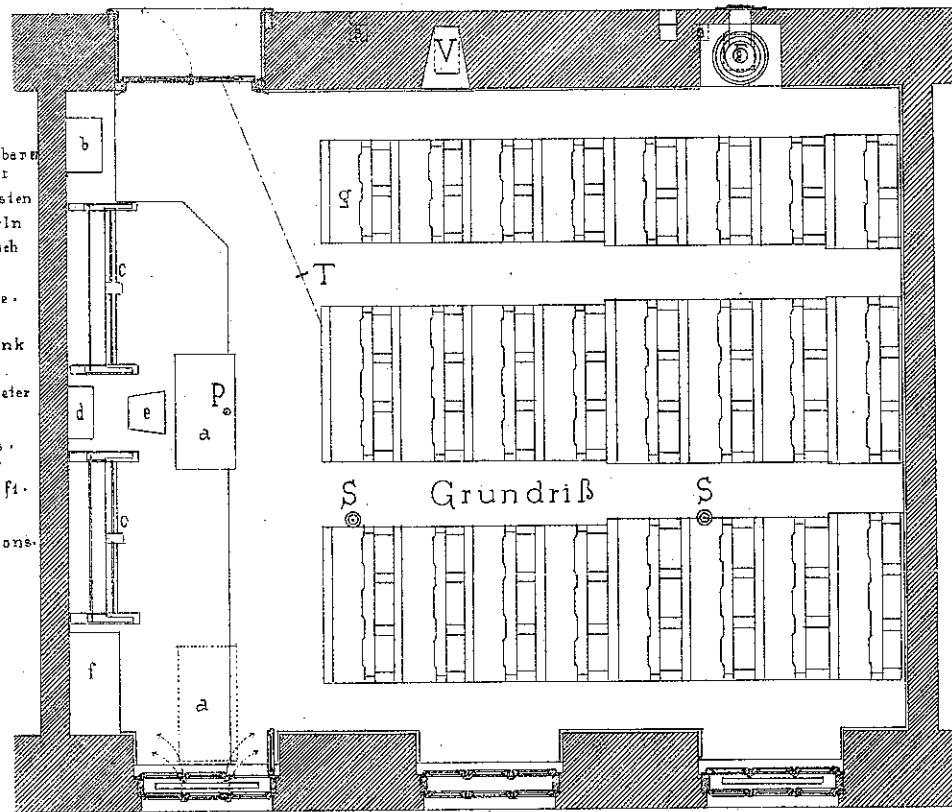
Weingeist-Thermometer



Ventilations-Verschlüsse

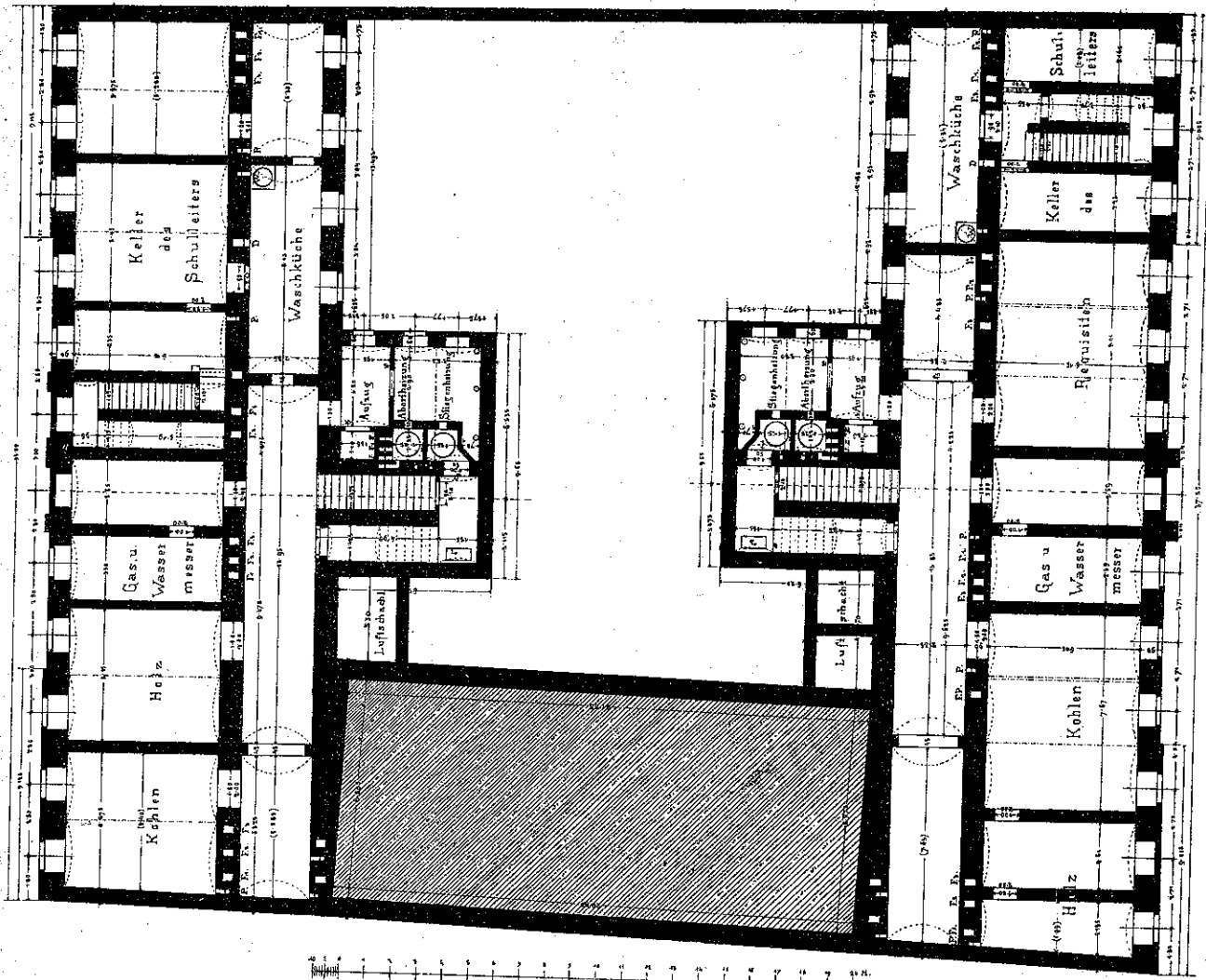


- a. verschiebbare Kalkeder
- b. Waschkasten
- c. Schultafeln
- d. Kreidetisch
- e. Sessel
- f. Garderobekasten
- g. Schulbank
- T. Thermometer
- P. Pendel
- S. Siemensbrenner
- F. Frischluft-Canal
- V. Ventilations-Canal

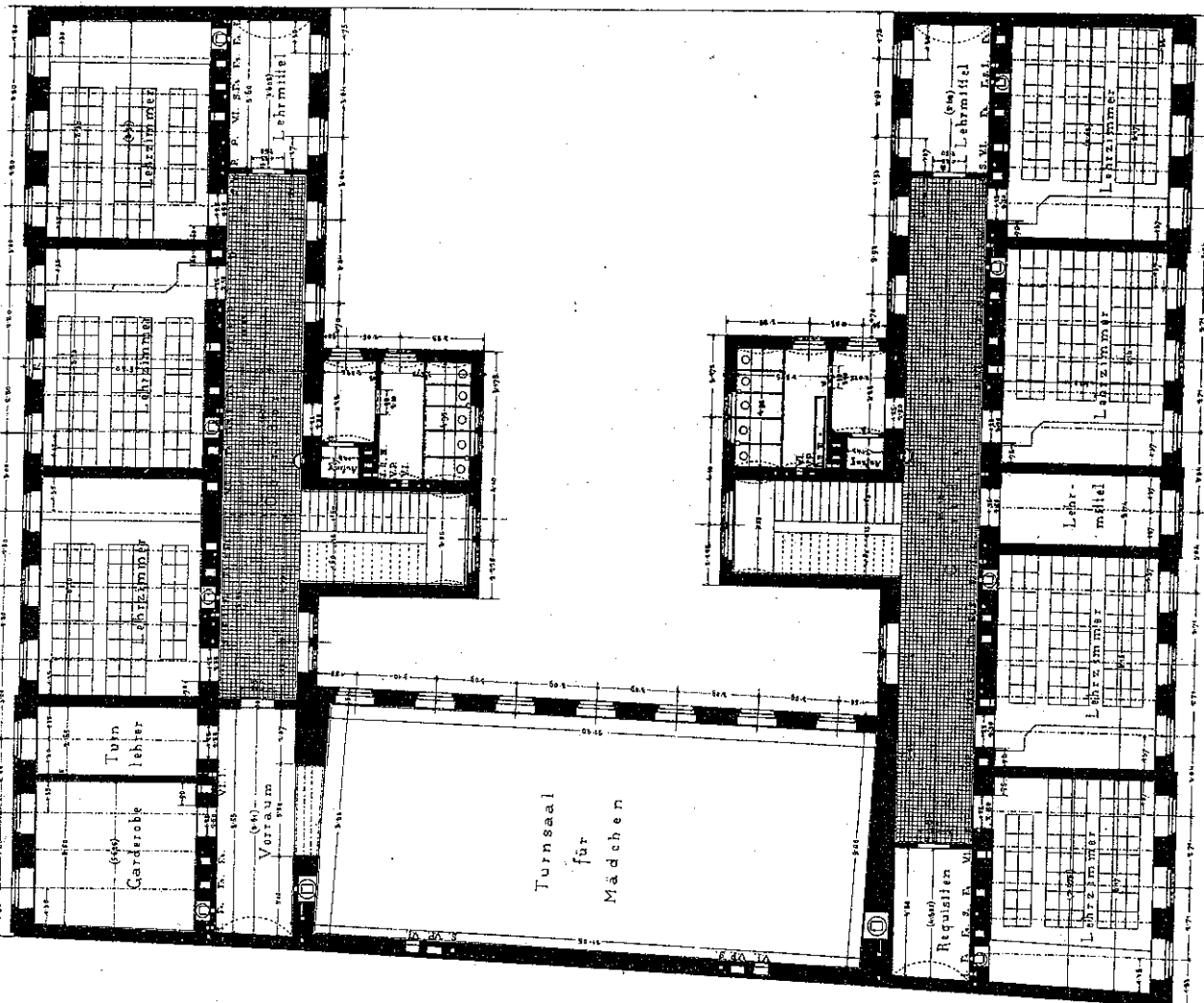


STADT. SCHULE IN WIEN V., STOL HEINEGASSE

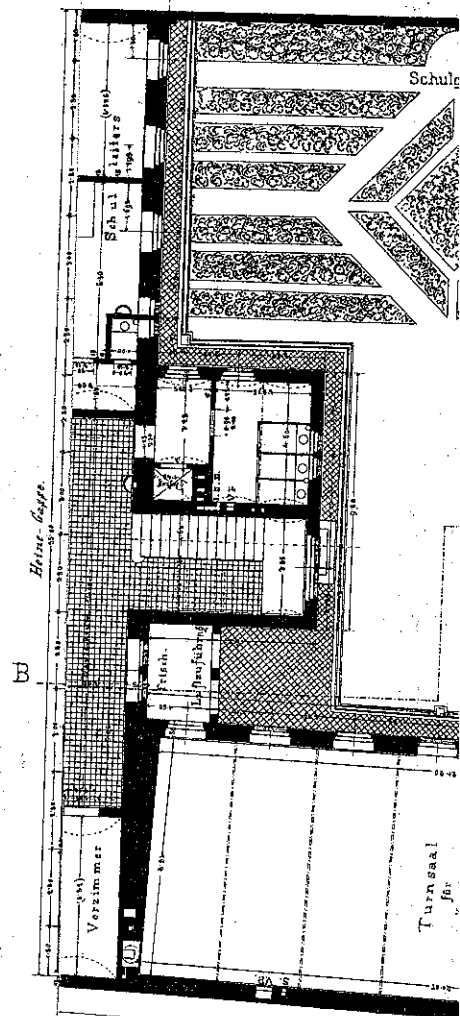
Keller



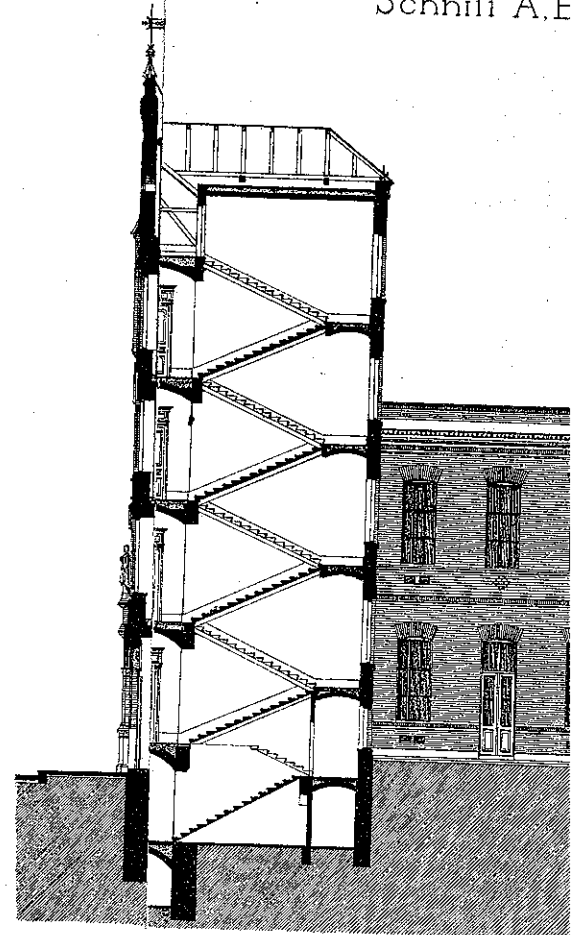
I. Stock



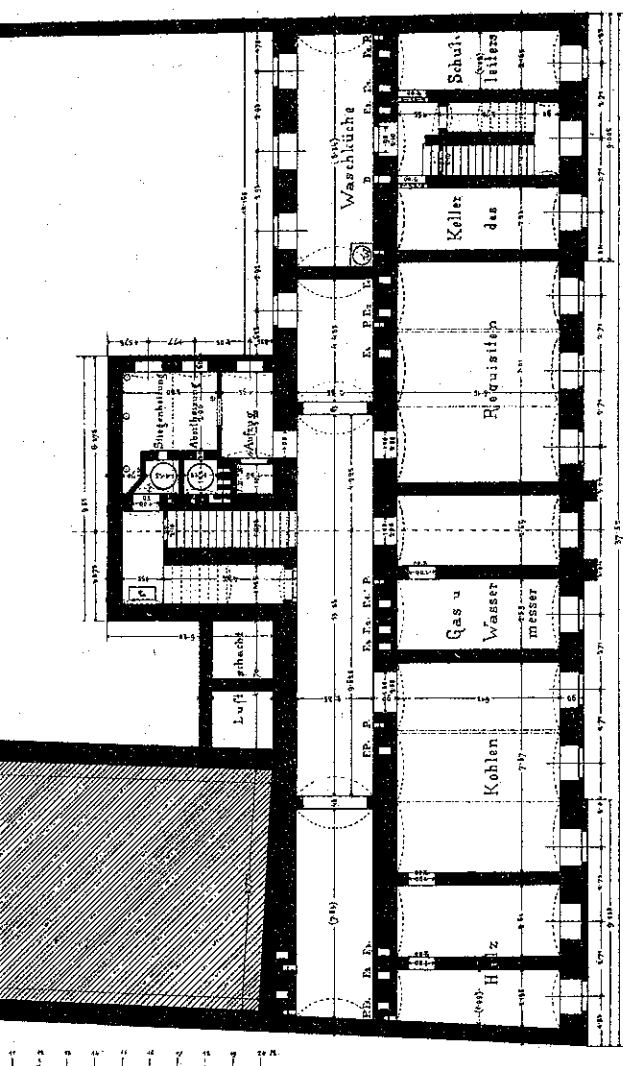
Parl



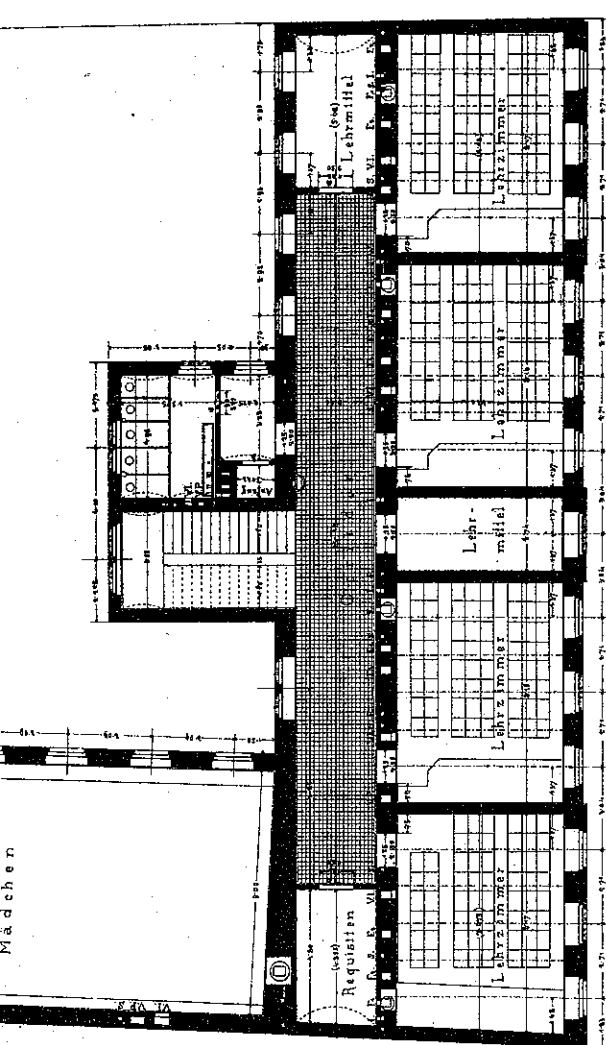
Schnill A.E.



r

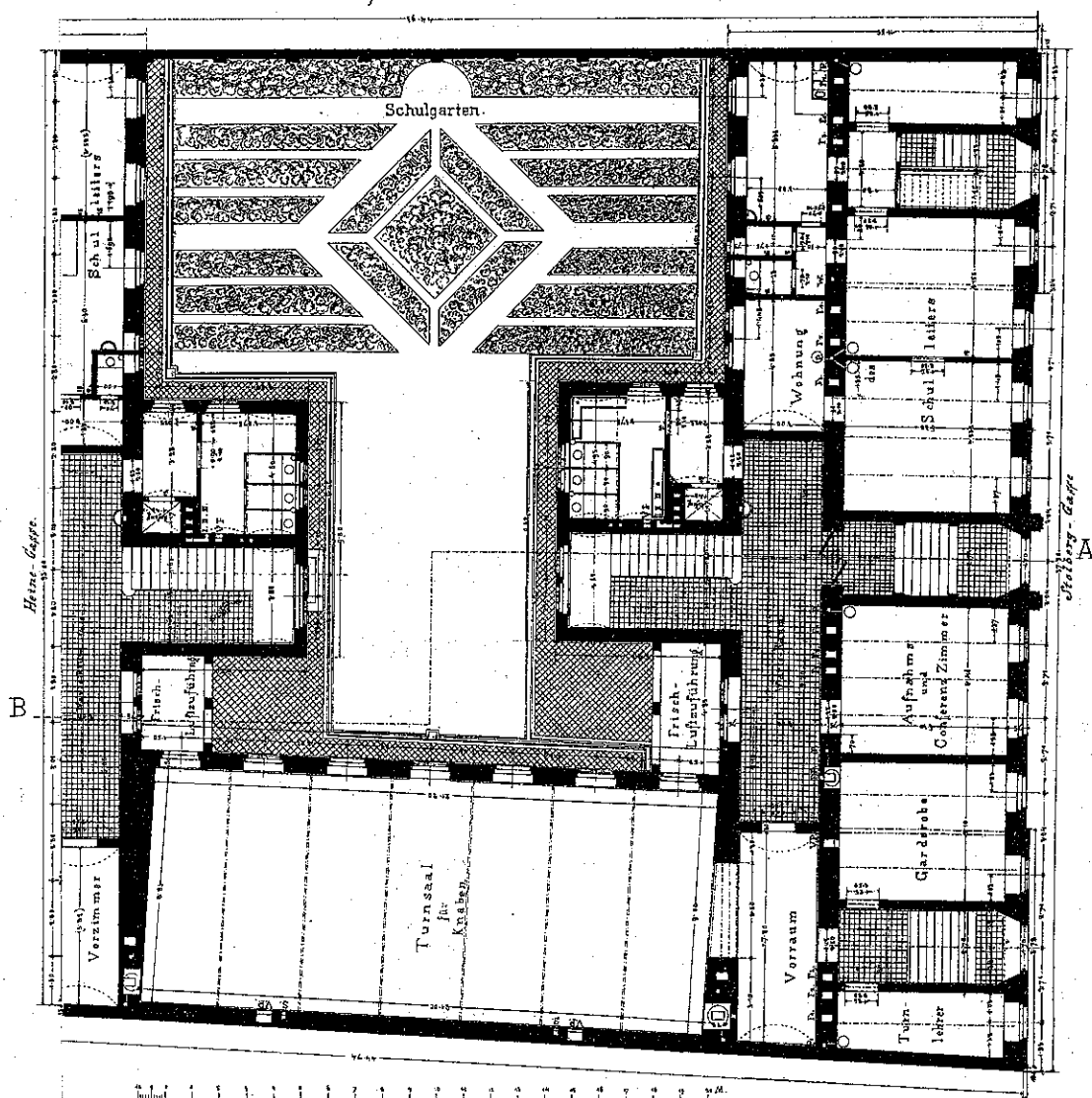


ck



Mädchen

Parlerie



Schnitt A.B.

